

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
На правах рукопису

ЗАКАПКО ОЛЕКСАНДР ГРИГОРОВИЧ

УДК 629.017

ДИСЕРТАЦІЯ

ПОЛПШЕННЯ АГРЕГАТОВАНOSTІ І МАНЕВРЕНOSTІ
ТРАКТОРНИХ САМОХІДНИХ ШАСІ ВИКОРИСТАННЯМ
ПЕРЕДНЬОГО ПОВОРОТНОГО МОСТУ

Спеціальність 274 –« Автомобільний транспорт»
Галузь знань – 27 «Транспорт»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____ О.Г. Закапко

Науковий керівник: Подригало Михайло Абович, доктор технічних наук,
професор

Харків – 2023

АНОТАЦІЯ

Закапко О.Г. Поліпшення агрегатованості і маневреності тракторних самохідних шасі використанням переднього поворотного мосту. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2023р.

Універсальні тракторні самохідні шасі призначені для виконання великої кількості технологічних операцій з використанням різноманітних навісних машин та знарядь. Процес навішування технологічних знарядь супроводжується маневруванням самохідного шасі, тому підвищення маневреності останнього спряє зменшенню часу на переобладнання та підвищенню продуктивності технологічного процесу. Використання переднього поворотного мосту замість передніх поворотних коліс дозволяє як поліпшити агрегатування тракторних самохідних шасі, так і покращити їхню маневреність.

Дослідженню агрегатування універсальних тракторних самохідних шасі присвячено велику кількість наукових досліджень та патентних пропозицій. Достатня кількість технічних рішень виконана з використанням переднього мосту при його повороті. При цьому зберігається традиційне рульове керування з використанням передніх поворотних коліс.

Конструкція універсального тракторного самохідного шасі дозволяє виконати увесь передній міст поворотним, завдяки чому підвищується також керованість і маневреність цих машин.

Маневреність колісних машин, як відомо, є комплексною (складною) властивістю, дослідженню якої присвячено велику кількість наукових робіт. Для спрощення математичної моделі в опису багатьох з них використовувався поворотний міст, однак дослідженню динаміки повороту переднього мосту, що підвішений через балансир, уваги не приділено. Також не розглянуті можливості створення стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту, що дуже

важливо для забезпечення стійкості руху, як самого мосту, так і колісної машини в цілому.

Таким чином, виконання переднього мосту, який при цьому підвішений через балансир, дозволяє не тільки поліпшити процес встановлення технологічних знарядь, а й поліпшити властивості маневреності за рахунок підвищення керованості машини, та її стійкості руху. Це дозволяє також зменшити опір повороту мосту за рахунок зведення до нуля похибки кутів повороту лівого та правого коліс (за відсутності рульової трапеції), що особливо важливо при змінній колії передніх коліс в процесі експлуатації.

Дисертаційну роботу було виконано у межах індивідуального плану роботи аспіранта в рамках досліджень, які здійснено у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті та Харківському національному університеті Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба відповідно до договору № 277/01 від 15.10.2020 р. про співробітництво. Основні результати дисертації були реалізовані в ході виконання держбюджетних науково-дослідних робіт: «Розробка енергоефективного машинного комплексу для транспортного забезпечення Збройних Сил та Національної гвардії України» (держ. реєстр. №0121U109610) , що виконано у відповідності до плану держбюджетних НДР МОН України та НДР за держзамовленням «Розроблення дослідного зразка енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання» (держ. реєстр. №0122U200935), договір № ДЗ/141-2022 від 25 жовтня 2022 року.

Мета і завдання дослідження. Мета дослідження – забезпечення продуктивності і безпеки руху універсальних тракторних самохідних шасі шляхом поліпшення агрегатування і маневреності за рахунок використання переднього поворотного мосту.

Для досягнення мети, що поставлено, необхідно вирішити наступні завдання:

- провести теоретичне дослідження маневреності тракторного самохідного шасі з переднім поворотним мостом;

- провести теоретичні дослідження стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту;
- провести експериментальні дослідження динаміки руху тракторного самохідного шасі у повороті.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в створенні науково-методичної бази для проектування перспективних універсальних тракторних самохідних шасі з переднім поворотним мостом який підвішений через балансир.

При цьому в дисертаційній роботі отримано *вперше*:

- визначено взаємозв'язок між геометричними параметрами рульового приводу і кутом повороту мосту що повертається;
- визначено раціональний початковий кут встановлення поворотного важеля, що дало змогу підвищити КК1 рульового приводу.

Отримала подальший розвиток теорія стійкості руху направляючих коліс у напрямку визначення діючих і створення нових стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту, який підвішений через балансир.

Практичне значення одержаних результатів полягає в розробці нових способів навішування знарядь у міжосьову зону самохідного шасі з використанням технологічних рам, що складаються та переднього поворотного мосту. Методики розрахунку раціональних параметрів рульового приводу переднього поворотного мосту дозволяють підвищити керованість універсального тракторного самохідного шасі.

Отримані наукові результати використовуються на Харківському тракторному заводі при створенні перспективних зразків колісних тракторів класів 0,6-1,4; в Інституті механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України (смт. Глеваха) при вдосконаленні конструкції колісних тракторів і проведенні їх випробувань; в Українському науково-дослідному інституті прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л. Погорілого та в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті в

навчальному процесі при підготовці здобувачів першого, другого та третього рівнів вищої освіти.

Ключові слова: тракторне самохідне шасі, маневреність, агрегатованість, стабілізуючий момент, рульове керування стійкість руху, легкість керування, керованість колісної машини.

ABSTRACT

***Zakapko O.G.* Improvement of aggregation and maneuverability of self-propelled tractor chassis using the front swivel axle. – Qualifying scientific work on manuscript rights.**

Dissertation for obtaining the scientific degree of Doctor of Philosophy in specialty 274 "Automotive transport". – Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, 2023.

Universal self-propelled tractor chassis are designed to perform many technological operations using various attached machines and tools. The maneuvering of a self-propelled chassis accompanies the process of hanging specialized tools, so increasing the maneuverability of the latter will lead to a reduction in the time for conversion and an increase in the productivity of the technological process. Using a front swivel axle instead of front swivel wheels allows both to improve the aggregation of self-propelled tractor chassis and their maneuverability.

Many scientific studies and patent proposals have been devoted to the study of the aggregation of universal tractor self-propelled chassis. A sufficient number of technical solutions are made using the front axle when it is turned. At the same time, traditional steering using front-turning wheels is preserved.

The design of the universal tractor self-propelled chassis allows the entire front axle to be swiveled, increasing the controllability and maneuverability of these machines.

The design of the universal tractor self-propelled chassis allows the entire front axle to be swiveled, increasing the controllability and maneuverability of these machines.

The maneuverability of wheeled vehicles, as is known, is a complex (complex) property, the study of which is devoted to many scientific works. To simplify the mathematical model, a rotary bridge was used in the description of many of them, but no attention was paid to the study of the dynamics of the rotation of the front bridge, which is suspended through a balancer. Also, the possibility of creating stabilizing moments on the front rotary bridge, which is very important for ensuring the stability of the movement of both the bridge itself and the wheeled vehicle as a whole, is not considered.

Thus, the implementation of the front axle, which is suspended through a balancer, not only improves the process of installing technological tools but also improves the maneuverability properties due to the increase in the controllability of the machine and its stability of movement. It also allows for reducing the turning resistance of the bridge by reducing to zero the error of the turning angles of the left and right wheels (in the absence of a steering trapezoid), which is especially important when the track of the front wheels changes during operation.

The dissertation work was carried out within the framework of the graduate student's individual work plan within the framework of research carried out at the Kharkiv National Automobile and Highway University and the Kharkiv National University of the Air Force named after Ivan Kozhedub in accordance with the agreement No. 277/01 dated 15.10.2020 on cooperation. The main results of the dissertation were realized during the implementation of state-budget scientific research works: "Development of an energy-efficient machine complex for the transport support of the Armed Forces and the National Guard of Ukraine" (state registry No. 0121U109610), which was carried out in accordance with the state budget plan of the Ministry of Education and Culture of Ukraine and the People's Republic of Ukraine according to the state order "Development of an experimental model of an energy-

efficient wheeled compact dual-use vehicle" (state registration No. 0122U200935), contract No. DZ/141-2022, dated October 25, 2022.

The purpose and tasks of the research. The purpose of the study is to ensure the productivity and safety of universal tractor self-propelled chassis by improving aggregation and maneuverability due to the use of a front swivel axle.

In order to achieve the set goal, it is necessary to solve the following tasks:

- conduct a theoretical study of the maneuverability of a self-propelled tractor chassis with a front swing axle;
- conduct theoretical studies of stabilizing moments on the front rotary bridge;
- conduct experimental studies of the turning dynamics of a self-propelled tractor chassis.

The scientific novelty of the obtained results is creating a scientific and methodical base for the designing promising universal tractor self-propelled chassis with a front swing axle suspended through a balancer.

At the same time, the following was obtained in the dissertation:

- the relationship between the geometric parameters of the steering drive and the turning angle of the rotating bridge is determined;
- a rational starting angle of the rotary lever installation is determined, which, unlike previously known results, takes into account the balanced installation of the front rotary axle.

The theory of the stability of the movement of the guide wheels in determining the active and creating new stabilizing moments on the front rotary bridge, which is suspended through the balancer, received further development.

The practical significance of the obtained results lies in developing new methods of hanging tools in the interaxial zone of the self-propelled chassis using folding technological frames and the front rotary bridge. The methods of calculating the rational parameters of the steering drive of the front rotary axle make it possible to increase the controllability of the universal tractor self-propelled chassis.

The obtained scientific results are used at the Kharkiv Tractor Plant in the creation of promising models of wheeled tractors of classes 0,6-1,4; at the Institute of

Mechanics and Automation of Agro-industrial Production of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine (Glevakh) during the improvement of the design of wheeled tractors and their testing; at the Ukrainian Research Institute of Forecasting and Testing of Equipment and Technologies for Agricultural Production named after L. Pohorily and at the Kharkiv National Automobile and Highway University in the educational process in the preparation of students of the first, second and third levels of higher education.

***Keywords:* self-propelled tractor chassis, maneuverability, aggregation, stabilizing moment, steering, stability of the movement, ease of control, controllability of a wheeled machine.**

ЗМІСТ

ВСТУП	12
РОЗДІЛ 1. УНІВЕРСАЛЬНІ ТРАКТОРНІ САМОХІДНІ ШАСІ ТА ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НЕОБХІДНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ.....	18
1.1 Особливості схем компонування тракторних самохідних шасі.....	18
1.2 Проблеми агрегування тракторних самохідних шасі.....	26
1.3 Вплив конформувальної схеми на маневрування тракторних самохідних шасі.....	35
1.4 Напрямки підвищення маневреності тракторних самохідних шасі.....	39
1.5 Висновки за розділом 1 та постановка завдань дослідження.....	42
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРНОСТІ ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ З ПЕРЕДНІМ ПОВОРОТНИМ МОСТОМ.....	44
2.1 Запропоновані схеми тракторних самохідних шасі з переднім поворотним мостом.....	44
2.1.1. Самохідне шасі з навісною системою на передньому поворотному мості (Варіант 1).....	44
2.1.2. Самохідне шасі з переднім поворотним мостом (Варіант 2).....	49
2.1.3. Самохідне шасі з переднім поворотним мостом (Варіант 3).....	54
2.1.4. Самохідне шасі з планетарним механізмом у приводі поворотного моста (Варіант 4).....	59
2.2. Вибір раціональних параметрів рульового приводу перспективного тракторного самохідного шасі.....	61

2.2.1. Визначення взаємозв'язків між геометричними параметрами рульового приводу й кутом повороту направляючого мосту.....	62
2.2.2. Вибір раціонального початкового кута встановлення поворотного важеля.....	66
2.3 Оцінка легкості керування переднім поворотним мостом перспективного тракторного самохідного шасі.....	71
2.3.1 Поворот чотириколісної машини з переднім ведучим поворотним мостом.....	72
2.3.2 Поворот чотириколісної машини з переднім веденим поворотним мостом.....	86
2.4 Оцінка граничного навантажувального режиму рульового керування тракторного самохідного шасі	89
2.5 Висновки за розділом 2	97
РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАБІЛІЗУЮЧИХ МОМЕНТІВ НА ПЕРЕДНЬОМУ ПОВОРОТНОМУ МОСТУ	99
3.1 Дослідження моменту опору повороту як фактору, що впливає на стабілізацію положення переднього поворотного мосту	99
3.2 Вплив повздовжнього нахилу вертикального валу приводу повороту переднього мосту на стабілізуючий момент.....	104
3.3. Вплив зміщення осі вертикального валу приводу відносно осі передніх коліс на стабілізуючий момент.....	107
3.4. Оцінка стійкості руху переднього поворотного мосту при усталеному прямолінійному русі трактору.....	108
3.5 Рівняння збуреного руху переднього поворотного мосту	113
3.5.1. Перший варіант.....	114
3.5.2. Другий варіант.....	119
3.5.3. Третій варіант.....	121
3.6 Аналіз рівняння збуреного руху переднього поворотного	

мосту при короткочасному збуренні.....	123
3.7 Висновки за розділом 3.....	126
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ У ПОВОРОТІ	128
4.1 Програма- методика дорожніх експериментальних досліджень.....	128
4.2 Опис вимірювального комплексу.....	130
4.3 Схема вимірювання параметрів руху тракторного самохідного шасі під час проведення експериментальних досліджень.....	132
4.4 Результати експериментальних досліджень.....	134
4.5 Висновки за розділом 4	139
ВИСНОВКИ	140
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	143
ДОДАТКИ	
ДОДАТОК А. Акти впровадження результатів роботи	153
ДОДАТОК В. Патенти на корисну модель	158
ДОДАТОК С. Список опублікованих праць за темою дисертації	166

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Універсальні тракторні самохідні шасі призначені для виконання великої кількості технологічних операцій з використанням різноманітних навісних машин та знарядь. Процес навішування технологічних знарядь супроводжується маневруванням самохідного шасі, тому підвищення маневреності останнього спряє зменшенню часу на переобладнання та підвищенню продуктивності технологічного процесу. Використання переднього поворотного мосту замість передніх поворотних коліс дозволяє як поліпшити агрегування тракторних самохідних шасі, так і покращити їхню маневреність.

Дослідженню агрегування універсальних тракторних самохідних шасі присвячено велику кількість наукових досліджень та патентних пропозицій. Достатня кількість технічних рішень виконана з використанням переднього мосту при його повороті. При цьому зберігається традиційне рульове керування з використанням передніх поворотних коліс.

Конструкція універсального тракторного самохідного шасі дозволяє виконати увесь передній міст поворотним, завдяки чому підвищується також керованість і маневреність цих машин.

Маневреність колісних машин, як відомо, є комплексною (складною) властивістю, дослідженню якої присвячено велику кількість наукових робіт. Для спрощення математичної моделі в опису багатьох з них використовувався поворотний міст, однак дослідженню динаміки повороту переднього мосту, що підвішений через балансир, уваги не приділено. Також не розглянуті можливості створення стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту, що дуже важливо для забезпечення стійкості руху, як самого мосту, так і колісної машини в цілому.

Таким чином, виконання переднього мосту, який при цьому підвішений через балансир, дозволяє не тільки поліпшити процес встановлення технологічних знарядь, а й поліпшити властивості маневреності за рахунок підвищення

керованості машини, та її стійкості руху. Це дозволяє також зменшити опір повороту мосту за рахунок зведення до нуля похибки кутів повороту лівого та правого коліс (за відсутності рульової трапеції), що особливо важливо при змінній колії передніх коліс в процесі експлуатації.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційну роботу було виконано у межах індивідуального плану роботи аспіранта в рамках досліджень, які здійснено у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті та Харківському національному університеті Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба відповідно до договору № 277/01 від 15.10.2020 р. про співробітництво. Основні результати дисертації були реалізовані в ході виконання держбюджетних науково-дослідних робіт: «Розробка енергоефективного машинного комплексу для транспортного забезпечення Збройних Сил та Національної гвардії України» (держ. реєстр. №0121U109610) , що виконано у відповідності до плану держбюджетних НДР МОН України та НДР за держзамовленням «Розроблення дослідного зразка енергоефективного колісного малогабаритного транспортного засобу подвійного використання» (держ. реєстр. №0122U200935), договір № ДЗ/141-2022 від 25 жовтня 2022 року.

Мета і завдання дослідження. Мета дослідження – забезпечення продуктивності і безпеки руху універсальних тракторних самохідних шасі шляхом поліпшення агрегатування і маневреності за рахунок використання переднього поворотного мосту.

Для досягнення мети, що поставлено, необхідно вирішити наступні завдання:

провести теоретичне дослідження маневреності тракторного самохідного шасі з переднім поворотним мостом;

- провести теоретичні дослідження стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту;

- провести експериментальні дослідження динаміки руху тракторного самохідного шасі у повороті.

Об'єктом дослідження є динаміка універсального тракторного самохідного шасі з переднім поворотним мостом при маневруванні.

Предметом дослідження є визначення раціональних параметрів рульового керування універсального тракторного самохідного шасі з переднім поворотним мостом, що підвішений через балансир, стабілізуючих моментів, які виникають і можуть бути створені на цьому мосту.

Методи дослідження. Для вирішення завдань, що поставлено, використовувалися наступні методи дослідження:

- в теоретичній частині використовувалися методи класичної механіки та кінематичного аналізу важільних механізмів; методи рішення та аналізу стійкості диференціальних рівнянь;

- в експериментальній частині використовувалися методи парціальних прискорень, методи електричних вимірювань механічних величин, методи оцінки похибок вимірювань та оцінки адекватності результатів.

Використання методів, що наведено, у ході вирішення наукових завдань дозволило отримати низку нових результатів.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в створенні науково-методичної бази для проектування перспективних універсальних тракторних самохідних шасі з переднім поворотним мостом який підвішений через балансир.

При цьому в дисертаційній роботі отримано *вперше*:

- визначено взаємозв'язок між геометричними параметрами рульового приводу і кутом повороту мосту що повертається;

- визначено раціональний початковий кут встановлення поворотного важеля, що на відміну від раніше відомих результатів враховує балансирне встановлення переднього поворотного мосту.

Отримала подальший розвиток теорія стійкості руху направляючих коліс у напрямку визначення діючих і створення нових стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту, який підвішений через балансир.

Практичне значення одержаних результатів полягає в розробці нових способів навішування знарядь у міжосьову зону самохідного шасі з

використанням технологічних рам, що складаються та переднього поворотного мосту. Методики розрахунку раціональних параметрів рульового приводу переднього поворотного мосту дозволяють підвищити керованість універсального тракторного самохідного шасі.

Отримані наукові результати використовуються на Харківському тракторному заводі при створенні перспективних зразків колісних тракторів класів 0,6-1,4; в Інституті механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України (сmt. Глеваха) при вдосконаленні конструкції колісних тракторів і проведенні їх випробувань; в Українському науково-дослідному інституті прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л. Погорілого та в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті в навчальному процесі при підготовці здобувачів першого, другого та третього рівнів вищої освіти.

Особистий внесок здобувача. Наукові результати дисертаційної роботи отримано здобувачем особисто. У спільних наукових публікаціях за темою роботи здобувачу належать наступні положення:

- отримав математичну модель динаміки кермового приводу [1];
- розробив динамічну модель та розрахункову схему [2];
- визначив варіанти створення стабілізуючих моментів та математичні моделі [3];
- визначив граничні навантажувальні моменти та залежності для розрахунку [5];
- розробив методику оцінки стійкості руху переднього поворотного мосту [6];
- виконав аналіз схем агрегування тракторних самохідних шасі, та можливості використання переднього поворотного мосту [7];
- виконав обґрунтування передніх поворотних мостів тракторних самохідних шасі [8, 9, 10];

- виконав оцінку стійкості колісної машини при заносі в процесі гальмування [11];
- розробив програму-методику проведення експериментальних досліджень [12];
- провів теоретичне обґрунтування способів реалізації конструкції [13-19].

Апробація матеріалів дисертації. Основні результати досліджень, які викладені у дисертації були обговорені і схвалені на науково-практичних конференціях різного рівня: 20 th International Scientific Conference Engineering for Rural Development 26-28.05 Jelgava, Latvia; II Міжнародній науково-практичній конференції «Комп'ютерні технології і мехатроніка» 28 травня 2020р., Харків, ХНАДУ; VI Міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузі» 26-27 червня 2020р., Луцьк; XVI; XVIII Міжнародних наукових конференціях «Новітні технології – для захисту повітряного простору», Харків, ХНУПС, 2020, 2022 рр.; IX; XI Всеукраїнських науково-практичних конференціях «Актуальні питання службової діяльності військових формувань та правоохоронних органів», 2020, 2022 рр., Харків, НАНГУ; XIX Міжнародній науковій конференції «Новітні технології – для захисту повітряного простору», Харків, ХНУПС, 2023; Міжнародній науково-практичній конференції «Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту в Україні», 16-18 травня 2023р., Кам'янське.

Обґрунтованість та достовірність результатів роботи, наведених у дисертації, забезпечуються:

- коректним використанням сучасних методів теоретичного та експериментальних досліджень;
- узгодженістю та кореляцією одержаних результатів з результатами теоретичних досліджень та результатами, що отримано іншими авторами.

Сукупність отриманих у дисертації наукових результатів, позитивна оцінка їх достовірності, наукової та практичної цінності дозволяють вважати мету, що поставлено, досягнутою.

Публікації. Основні наукові результати досліджень за темою дисертації опубліковано у 6 наукових статтях у виданнях, що входять до переліку фахових видань України, у 7 тезах доповідей на конференціях (у тому числі 1 публікація в тезах закордонної конференції, що зареєстровано у науково метричній базі SCOPUS) та отримано 7 патентів України на корисну модель.

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається з анотації, змісту, вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 170 сторінки, 48 рисунків, 5 таблиць.

РОЗДІЛ 1

УНІВЕРСАЛЬНІ ТРАКТОРНІ САМОХІДНІ ШАСІ ТА ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НЕОБХІДНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

1.1 Особливості схем компоновання тракторних самохідних шасі

Універсально-просапні тракторні самохідні шасі створювалися з можливістю агрегатування з широким спектром причіпних і навісних машин та знарядь. Поява універсально-просапних самохідних шасі є слідством розвитку технологічних процесів обробки сільськогосподарських культур. Застосування передньої технологічної рами дозволило встановлювати машини та знаряддя до міжосьового простору, тобто в зоні бачення тракториста. Це дозволило не використовувати помічника тракториста (рис. 1.1).

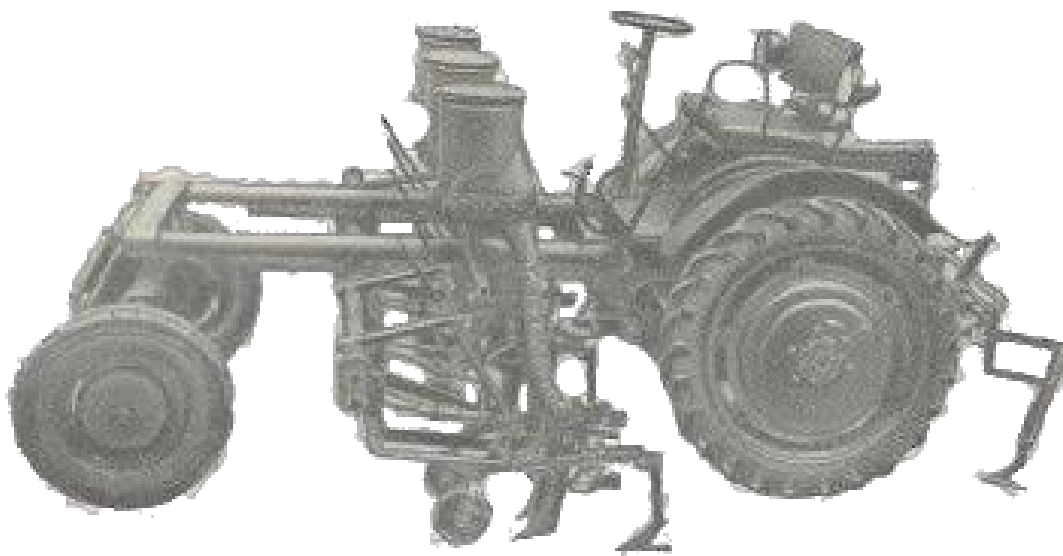


Рисунок 1.1 – Самохідні шасі зі знаряддями у міжосьовій зоні [20,21]

Компоновання самохідного шасі може змінюватися в залежності від наступних факторів [21]:

- розміщення двигуна;
- типу рами;

- положення рами за висотою та за місцем з'єднання;
- головного напрямку руху;
- розміру бази;
- розміру коліс та типу приводу ведучих коліс.

На рис. 1.2 наведені найбільш характерні схеми компоновання тракторних самохідних шасі з різним положенням двигуна.

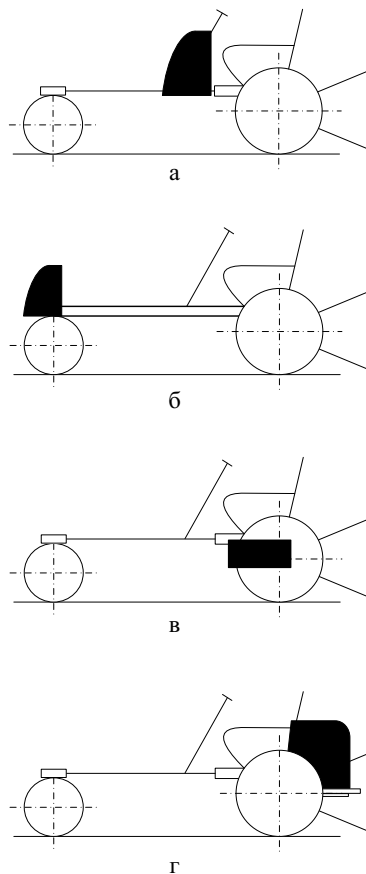


Рисунок 1.2 – Схеми компоновання самохідних шасі з різним положенням двигуна:

а, б – розташування двигуна попереду; в – бокове розташування двигуна; г – розташування двигуна позаду [21]

За розміщенням двигуна відносно робочого місця тракториста розрізняють компоновання тракторних самохідних шасі з переднім, заднім та боковим положенням (рис. 1.2) [21].

За типом технологічності рами розрізняють однобрусні та двобрусні самохідні шасі, а також самохідні шасі з комбінованою рамою (рис. 1.3) [21].

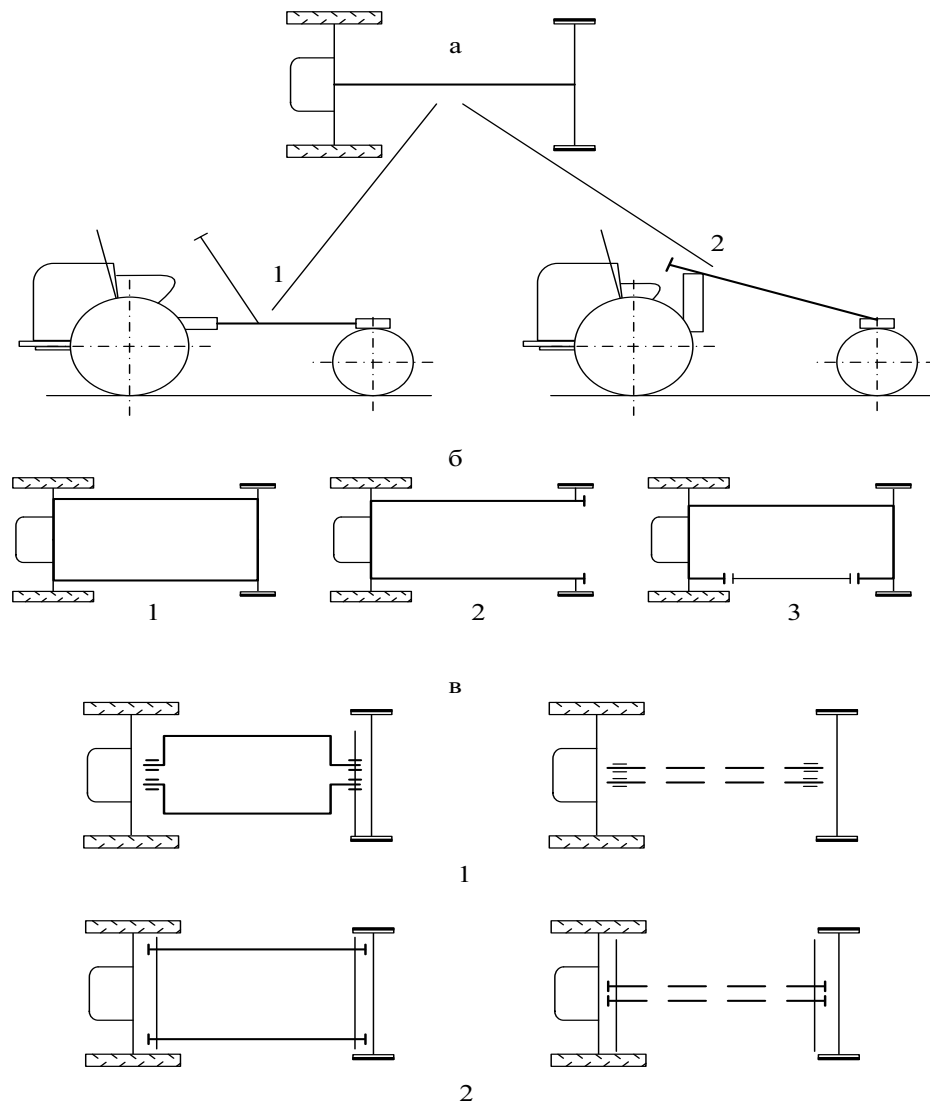


Рисунок 1.3 – Схеми компонування самохідних шасі з різними типами рам:
 а – однобрусні шасі: 1 – з рівною рамою; 2 – з хребтовою (накладною) рамою; б – двобрусні шасі: 1 – з закритою рамою; 2 – з відкритою рамою попереду; 3 – з відкритою боковою рамою; в – самохідне шасі з комбінованою рамою: 1 – з рамою яка складається; 2 – з брусами рами які пересуваються [21]

Однобрусна рама більш зручніша для приєднання навісного устаткування ніж двобрусна [21]. Однак зі збільшення ширини захвату перевагу слід надавати

двобрусній рамі, тому що вона дозволяє більш жорстко закріплювати устаткування, уникаючи перекосів в горизонтальній та вертикальній площинах [21]. Також двобрусна рама необхідна для встановлення збиральних машин комбайнового типу, які поєднують в одному агрегаті певний перелік технологічних процесів.

Однобрусна рама [21] може бути рівною та хребтовою. Наявність хребтової рами дозволяє локально збільшити просвіт для розміщення під нею навісного устаткування або машини [21].

При комбінуванні декількох машин перевага надається рівній рамі [21].

Двобрусна рама буває закритою та відкритою типів. Закрита рама утворює в плані замкнутий чотирикутник, який має високу жорсткість при проведенні агрегування. Ця рама отримала переважне розповсюдження на двобрусних самохідних шасі (рис. 1.4) [21].



Рисунок 1.4 – Самохідні шасі з замкнутою закритою рамою (Т16МГ) [21]

Задля полегшення навісу устаткування до внутрішньо-базового простору двобрусної рами іноді роблять відкритими попереду або з боків. В роботі [21] пропонується відкрита з боку рама для кочення устаткування до зони між осями.

В робочому положенні контур рами замикається змінним лонжероном, який утворює двобрусну раму закритого типу [21].

Прагнення поєднати в одному самохідному шасі переваги одно- та двобрусних рам призвело до появи комбінованих рам, які в залежності від умов агрегування можуть перелаштовуватися. [21].

У роботі [21] комбінована рама складається з двох С-подібних напіврам, які встановлюються в горизонтальне (двобрусний варіант) або вертикальне (одnobрусний варіант) положення (рис. 1.5).

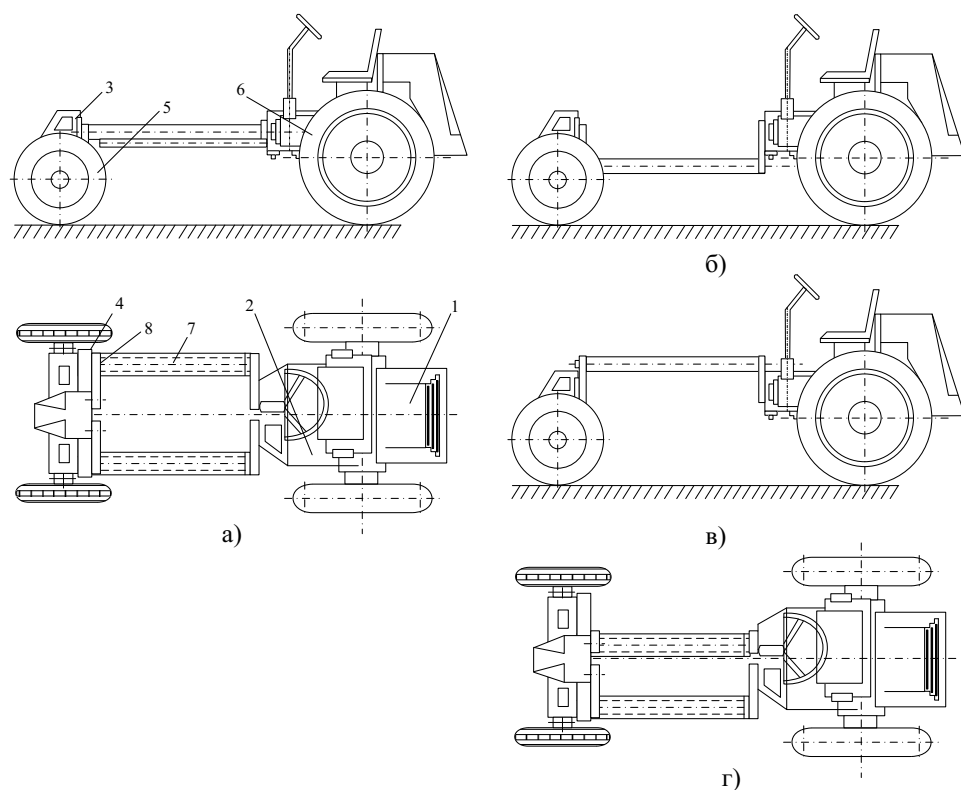


Рисунок 1.5 – Самохідні шасі з комбінованою рамою [21]:

а, б, в, г – варіанти положень брусів рами: 1 – двигун, 2 – трансмісія; 3 – комбінована рама; 4 – передній міст; 5 – переднє колесо; 6 – заднє колесо; 7 – поздовжні С-подібні бруси; 8 – поперечні бруси

Однобрусна рама може бути отримана також з двобрусної шляхом пересування лонжеронів по відношенню до поздовжньої осі самохідного шасі (рис. 1.6) [21].

За висотою рами самохідні шасі поділяються на нормальні, низькокліренсні та висококліренсні [21].

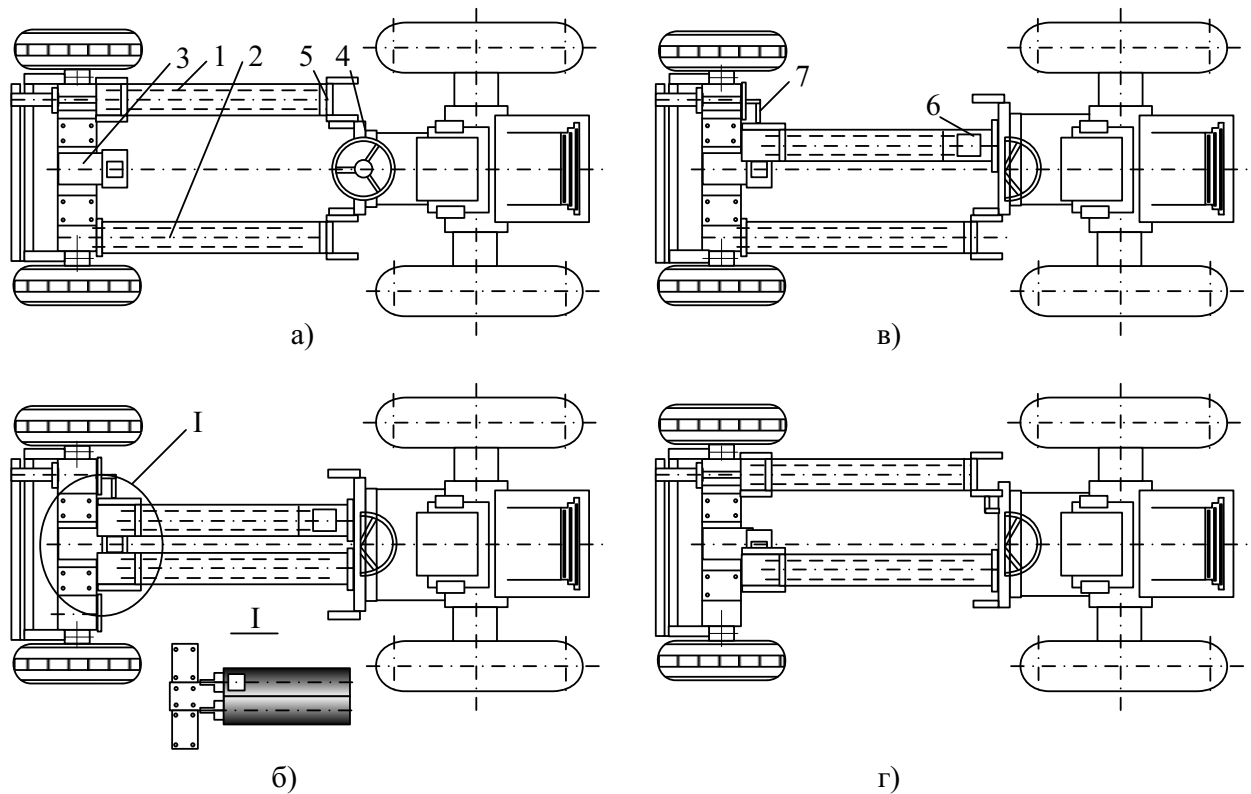


Рисунок 1.6 – Самохідні шасі з пересувними брусами рами [21]:

а, б, в, г – варіанти положень брусів рами : 1, 2 – повздовжні пересувні бруси; 3, 4 – поперечні бруси; 5, 6 – елементи кріплення брусів

Як низькокліренсні, так і висококліренсні самохідні шасі є модифікаціями нормальних самохідних шасі та уніфіковані з ними за більшістю деталей та вузлів.

В залежності від поєднання з силовим блоком розрізняють компонування самохідних шасі з переднім та заднім положенням (рис. 1.7) [21]. Також можливе

і універсальне компоновання самохідного шасі, яке складається з силового блоку та рами і з'єднуються попереду чи позаду (рис. 1.7) [21].

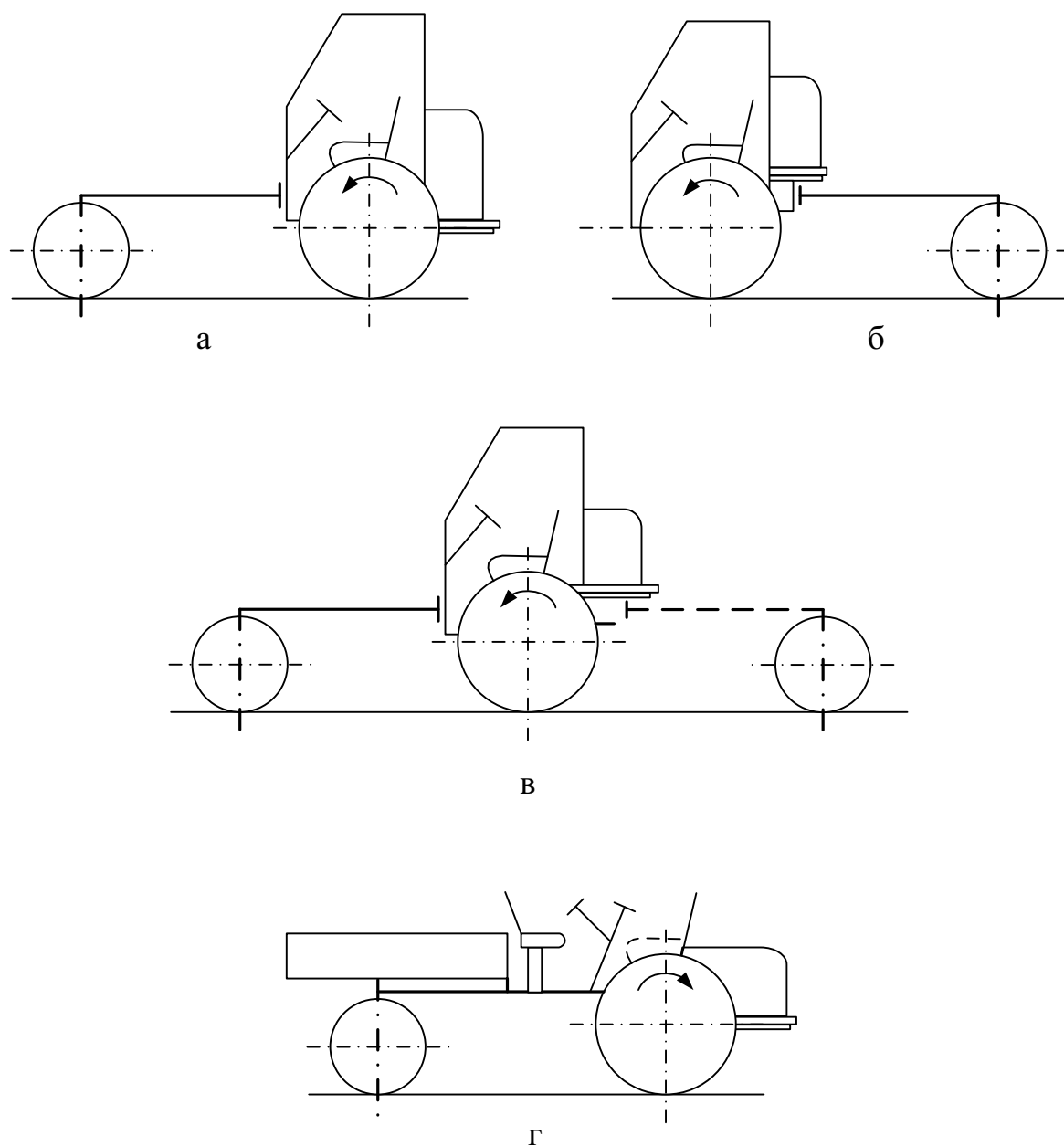


Рисунок 1.7 – Схеми компоновання самохідних шасі [21]: а – з положенням рами попереду; б – з положенням рами позаду; в – з пересувною рамою; г – реверсивне шасі

Розташування рами попереду необхідне для обробки вузьких проміжків між рядами овочевих та інших культур, де слідкування за робочими органами

навісного обладнання зменшує небезпеку підрізання рослин. З іншого боку, при виконанні транспортних операцій розміщення платформи та вантажу попереду, іноді ускладнює управління тракторним самохідним шасі. Остання обставина призвела до появи модульної концепції проектування технологічних машин сільськогосподарського, комунального та дорожнього і будівельного призначення [23,24].

Модульний засіб складається з енергетичного та змінного технологічного модуля, які дозволяють складати з блоків енерготехнологічні агрегати різноманітного компонування в залежності від умов проведення технологічного процесу та навісного обладнання, що застосовується.

В процесі виконання різноманітних технологічних операцій виникає необхідність зміни повздовжньої колісної бази. Зміна колісної бази може бути здійснена різними конструктивними рішеннями (рис. 1.8) [21]:

- телескопічним висуванням брусів рами;
- встановленням проставок;
- переставленням переднього мосту вздовж рами яка змінюється.

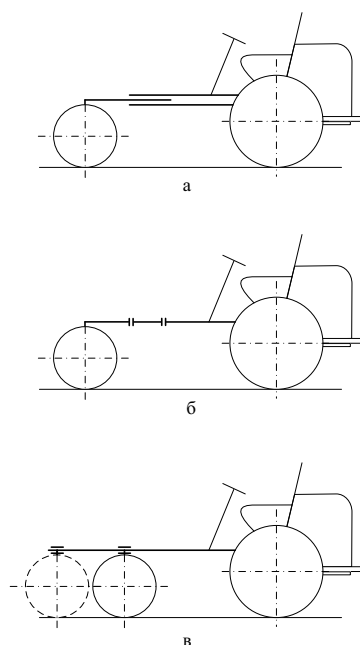


Рисунок 1.8 – Схеми компонування самохідних шасі з регульованою базою: а – з телескопічною рамою; б – з встановленням проставок; в – з переставленням мосту

[21]

За типом приводу самохідні шасі можуть бути з одним (4x2) або двома (4x4) ведучими мостами. Переважне розповсюдження отримали самохідні шасі з ведучим мостом позаду. Для зон з підвищеною вологістю ґрунтів необхідно привід на всі колеса. Автори роботи [21] вважають, що застосовувати для самохідного шасі доцільно схему зі всіма ведучими колесами однакового діаметру як найбільш раціональний варіант. На відміну від трактора, така схема не потребує зміни компоновання самохідного шасі та зберігає тягові переваги трактора зі всіма однаковими ведучими колесами, тому що навантаження задньої осі здійснюється перерозподілом нормального навантаження, а передній міст довантажуються при агрегуванні [21]. Наявність вільної рами в зоні переднього мосту самохідного шасі дозволяє розміщувати ведучі колеса збільшеного діаметру без спеціальних засобів повороту. Однак здійснення механічного приводу на передню вісь пов'язано з відомими технологічними труднощами, які полягають в роз'єднанні переднього мосту та силового блоку зоною для розміщення устаткування [21]. Успішне вирішення поставленого завдання можливо за рахунок застосування гідроприводу [21] та електричного приводу передніх коліс.

1.2. Проблеми агрегування тракторних самохідних шасі

Принциповим недоліком самохідного шасі є висока трудомісткість міжосьового навісу сільськогосподарських машин та устаткування [20,21], оскільки прохід в міжосьову зону закрито переднім мостом, а під'їзд до цих машин, розташований збоку, не дає можливості шляхом маневрування здійснити навіс між осями. В роботі [21] розроблено різні схеми навісу між осями машин та устаткування (рис. 1.9) та надано їх опис.

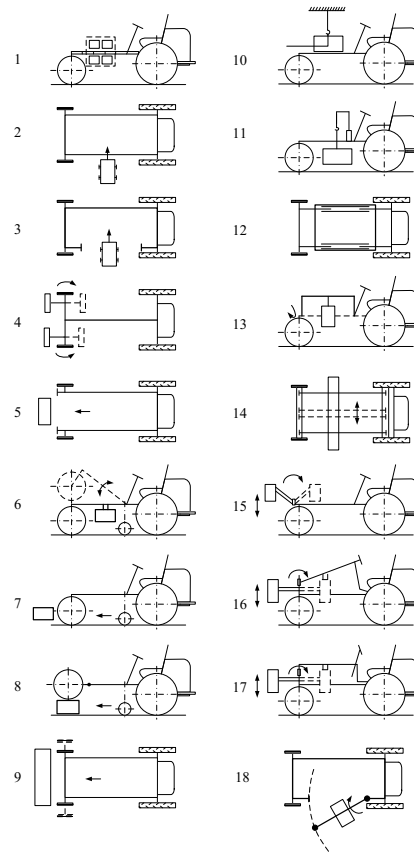


Рисунок 1.9 – Схеми навісу між осями машин та устаткування на самохідні шасі [21]

1. Спосіб повузлового складання (поз. 1) навісного обладнання на рамі самохідного шасі (застосовується здебільшого на вітчизняних самохідних шасі класу 6 кН) – полегшує навіс за рахунок розчленування машини, але потребує значних витрат часу та спеціальної конструкції машини для самохідного шасі. Недоліком цього способу, крім того, є й необхідність її зберігання за вузлами у розібраному вигляді [21].

2. Навіс підкочуванням (поз. 2, 3) навісного обладнання під раму з наступним підняттям цієї машини та закріпленням її на рамі самохідного шасі – як правило, не може бути здійснена одним трактористом та потребує участі допоміжних працівників та в ряді випадків допоміжних підйомних-транспортних засобів. Машини цієї групи також спеціалізовані до самохідних шасі.

Застосовуються з самохідними шасі РС 09/124 [21]. Різновидом цього способу є застосування само підйомників, які встановлюються на самохідному шасі [21].

3. Спосіб агрегування двосекційних навісних машин (поз. 4) за допомогою двох механізмів навісу, які розташовуються на кінцях переднього поперечного бруса самохідного шасі та здатні в цьому положенні повертатися на 180^0 відносно робочого положення машини – вирішує проблему навісу двосекційних машин, але не застосовується для парку вже існуючих односекційних машин. Його було розроблено для самохідного шасі СШ-30 [21].

4. Спосіб переобладнання самохідного шасі для забезпечення проходу по зоні між осями в процесі навісу сільськогосподарських машин дозволить знизити трудомісткість навісу між осями, однак значно ускладнює конструкцію самохідного шасі за рахунок введення спеціальних вузлів (поз. 5) [21].

5. Спосіб навісу машин за допомогою універсального та спеціального устаткування (поз. 6), яке одночасно виконується поворотним або підйомним-поворотним для заведення машини до зони між осями самохідного шасі - є найбільш перспективним, тому що знижує трудомісткість навісу машин на самохідне шасі до рівня трудомісткості навісу машин на трактор та дозволяє уніфікувати машини для трактору та самохідного шасі [21].

В залежності від взаємного пересування самохідного шасі та навісної машини в процесі навісу остання може здійснюватися в наступних умовах [21]:

- навісна машина або устаткування нерухоме – переміщується самохідне шасі; за таким принципом здійснюється навіс машин або устаткування на самохідне шасі за допомогою навісних пристроїв [21];

- нерухоме самохідне шасі – переміщується навісна машина або знаряддя; такий принцип навісу використовується при по вузловому складанні або підкаті навісної машини [21];

- комбінований спосіб – переміщуються і самохідні шасі і навісні машини; прикладом комбінованого способу є навіс машин з використанням підйомних засобів [21].

Для здійснення вищезазначених способів навісу самохідне шасі повинно мати або навісні пристрої, або налаштовуватися при агрегуванні. В першому випадку конструкція самохідного шасі не зазначає будь-яких змін в процесі навісу, у другому випадку окремі вузли підлягають переналаштуванню для здійснення навісу [21].

Самохідне шасі що змінюється повинно мати навісні устаткування універсального або спеціального типу, які дозволяють здійснювати фронтальний (передній), між осями (середній) або задній навіс машин та обладнання. В цьому випадку зростає універсальність самохідних шасі [21].

В роботі [21] запропоновано класифікацію способів агрегування самохідного шасі класу 6 кН, яка представлена на рис. 1.10.

Прикладом конструктивного використання самохідного шасі, адаптованого до прискореного навісу машин до зони між осями, є верхнє розташування рами, по відношенню до устаткування яке навішується (рис. 1.11) [21].

Існуючі типи самохідних шасі з фіксованим за висотою положенням одно- або двобрусної рами мало пристосовані для розміщення цілих навісних машин в нижній, середній та верхніх зонах простору між осями. Для ліквідації зазначеного недоліку в роботах [20,21] запропоновано схему самохідного шасі з комбінованою рамою (рис. 1.5) .

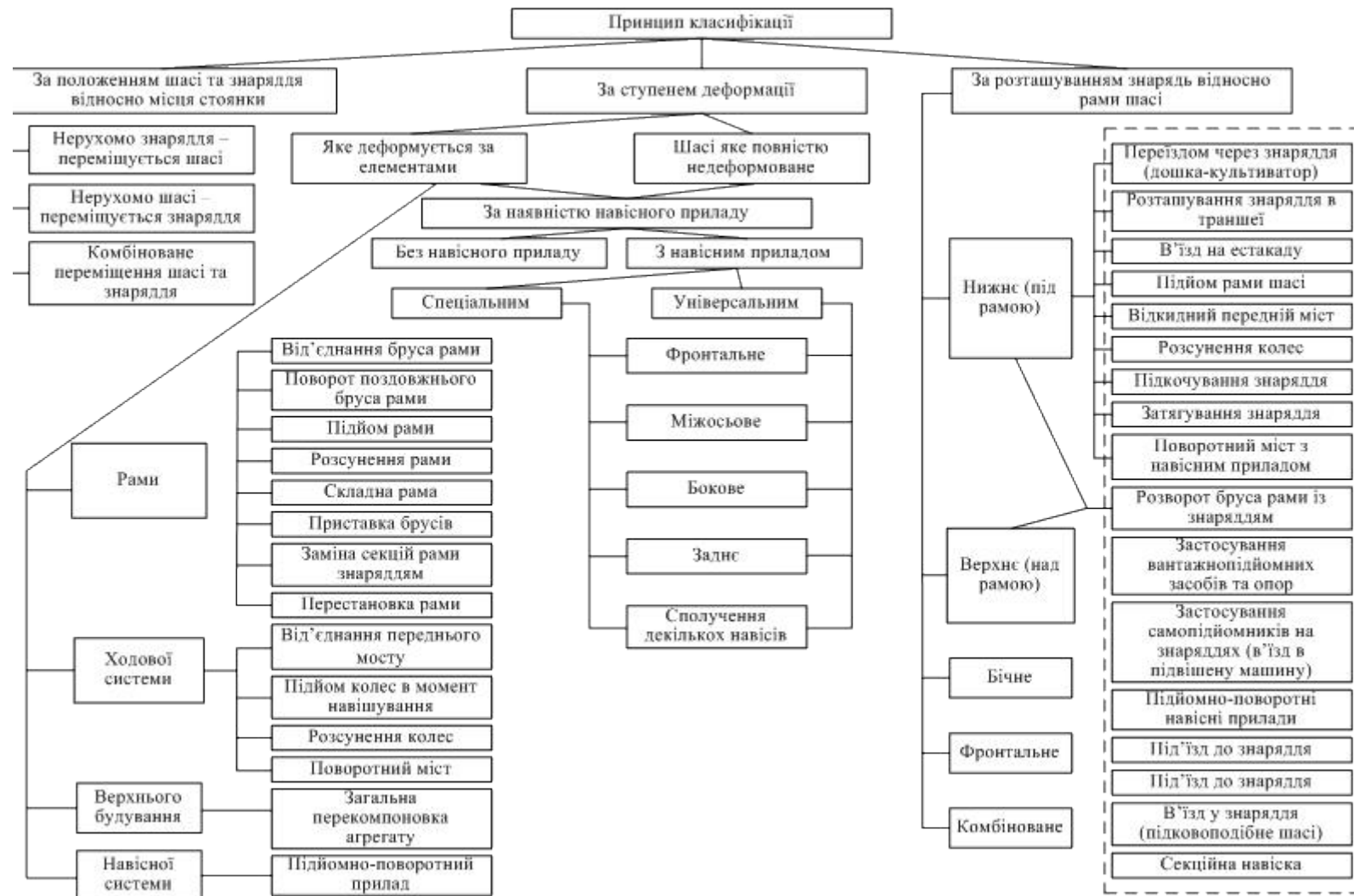


Рисунок 1.10 – Класифікація способів агрегування самохідного шасі класу 6 кН [21]

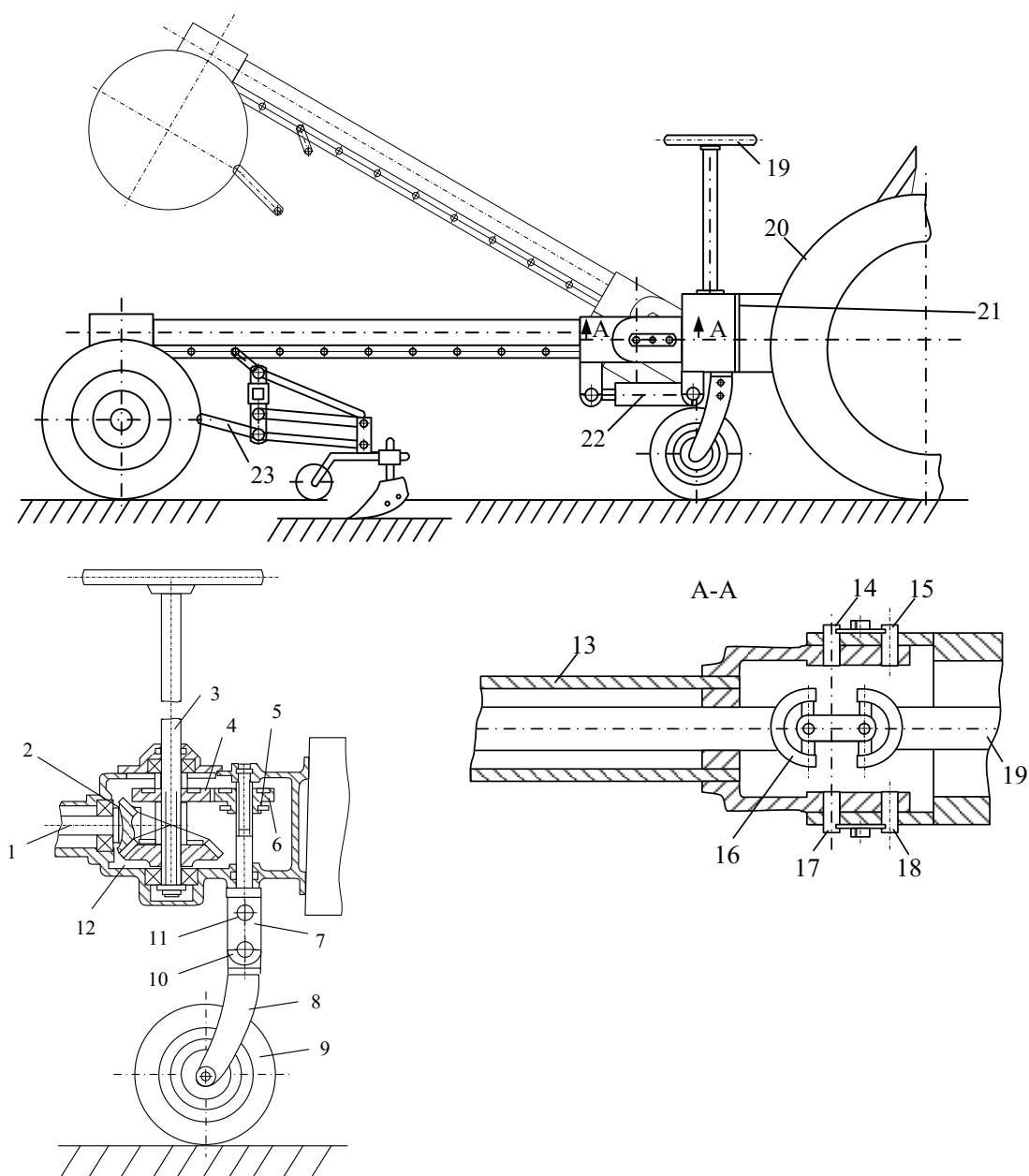


Рисунок 1.11 – Самохідне шасі з підйомною рамою[21]:

1 – повздовжній вал; 2 – шестерня; 3 – вал рульового керування; 4 – шестерня; 5 – рухлива шестерня; 6 – вилка; 7 – цапфа; 8 – вилка; 9 – колесо зубчасте; 10 – вісь; 11 – шестерня; 12 – вал, що фіксує; 13 – конічне колесо; 14 – конічне колесо; 15 – вал; 16 – труба

У винаході, що створено на Харківському заводі тракторних самохідних шасі запропоновано спосіб навісу машин на самохідні шасі з

верхнім, по відношенню до навісних машин та устаткуванню, розташуванням рами та переднім поворотним мостом (рис. 1.12) [21].

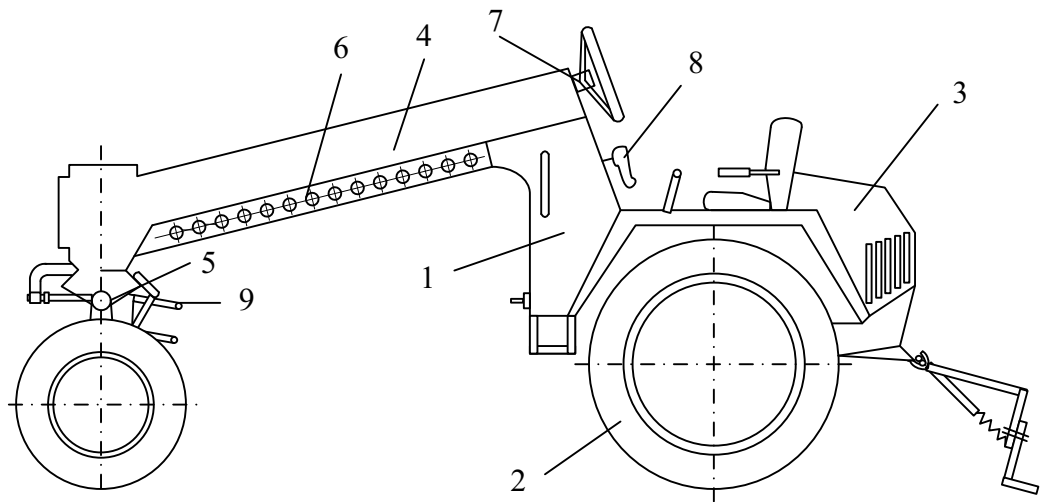


Рисунок 1.12 – Самохідне шасі з переднім поворотним мостом, запропоноване на ХЗТСШ[21]:

1 – рама; 2 – ведучі колеса; 3 – силова передача; 4 – хребтова балка; 5 – передній міст; 6 – планки з отворами; 7 – рульовий вал; 8 – рукоятка; 9 – універсальний навісний пристрій

За таким типом навісу відбувається фронтальний під'їзд самохідного шасі до машини якій навішується з поворотом на 180^0 поворотним переднім мостом, який обладнано навісним пристроєм, кріплення машини до навісного пристрою та зворотній поворот мосту з навісною машиною до встановлення її до зони між осями самохідного шасі [21]. Навісний пристрій при навісі виявляється попереду самохідного шасі, а в робочому положенні – розташовується в зоні між осями.

Оскільки задля здійснення повороту та маневрування у випадку який розглядається (рис. 1.12) використовуються поворотні передні колеса, а при навісі обладнання та машин – поворотний передній міст, то на ХЗТСШ запропоновано поворотній механізм (рис. 1.13).

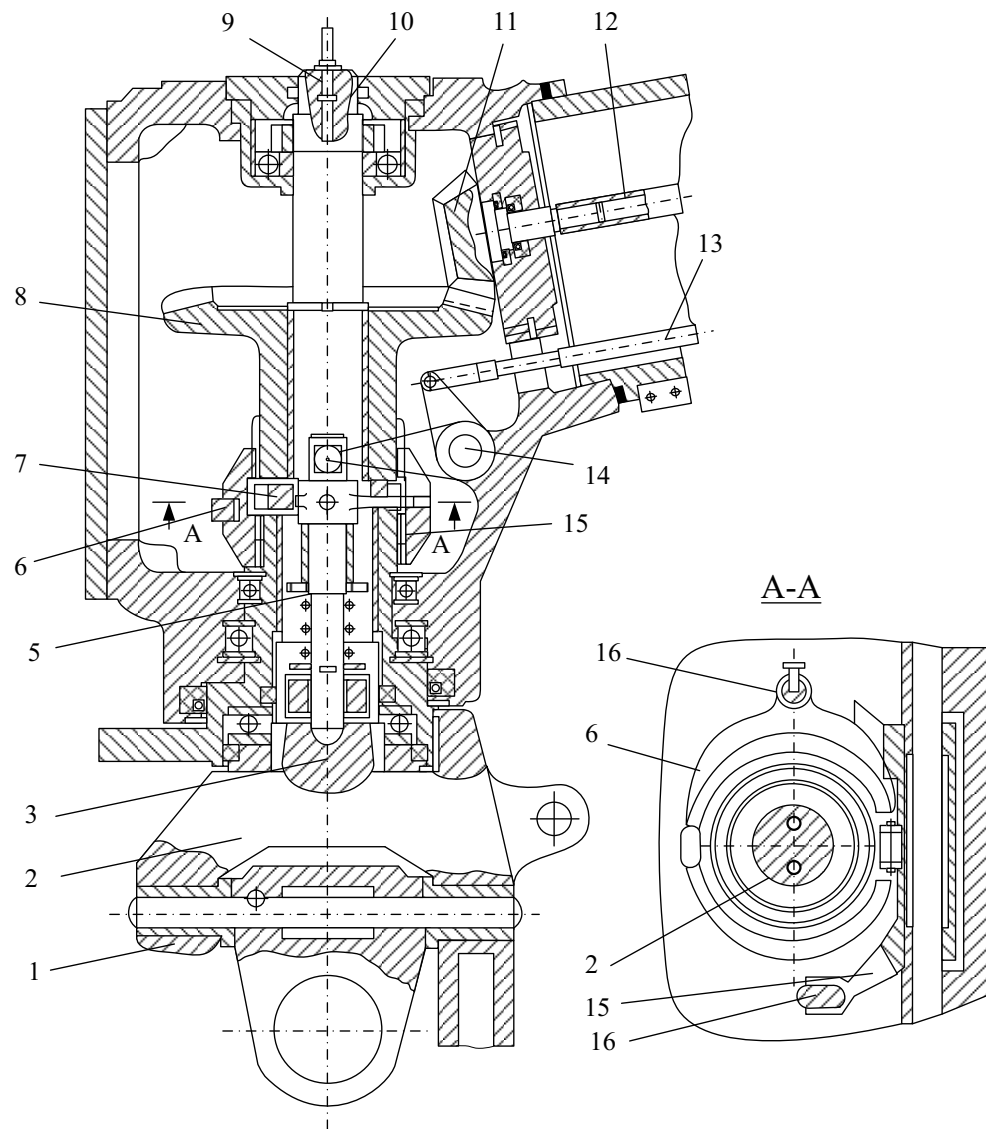


Рисунок 1.13 – Поворотний механізм конструкції ХЗТСШ [21]:

1 – балансир переднього мосту; 2 – кронштейн; 3 – вісь; 4 – ступиця рульової сошки; 5 – пружини; 6 – вилка переключення; 7, 8, 11 – шестерні; 9 – штуцери; 10 – поздовжні отвори; 12 – вал; 13 – тяга; 14 – вилка; 15 – ковзна муфта; 16 – фіксатори

Слід відмітити[21], що простір під хребтовою балкою (рис. 1.12) дозволяє використовувати поворотний міст не тільки для навішування машин до зони між осями, але й задля повороту переднього мосту самохідного шасі в процесі маневрування. Крім того, пристрій поворотного механізму, який

представлено на рис. 1.13, важко використовувати при гідрооб'ємному рульовому керуванні самохідного шасі.

Варіант застосування переднього поворотного мосту з поворотною системою що навішується наведено на рис. 1.14 [21].

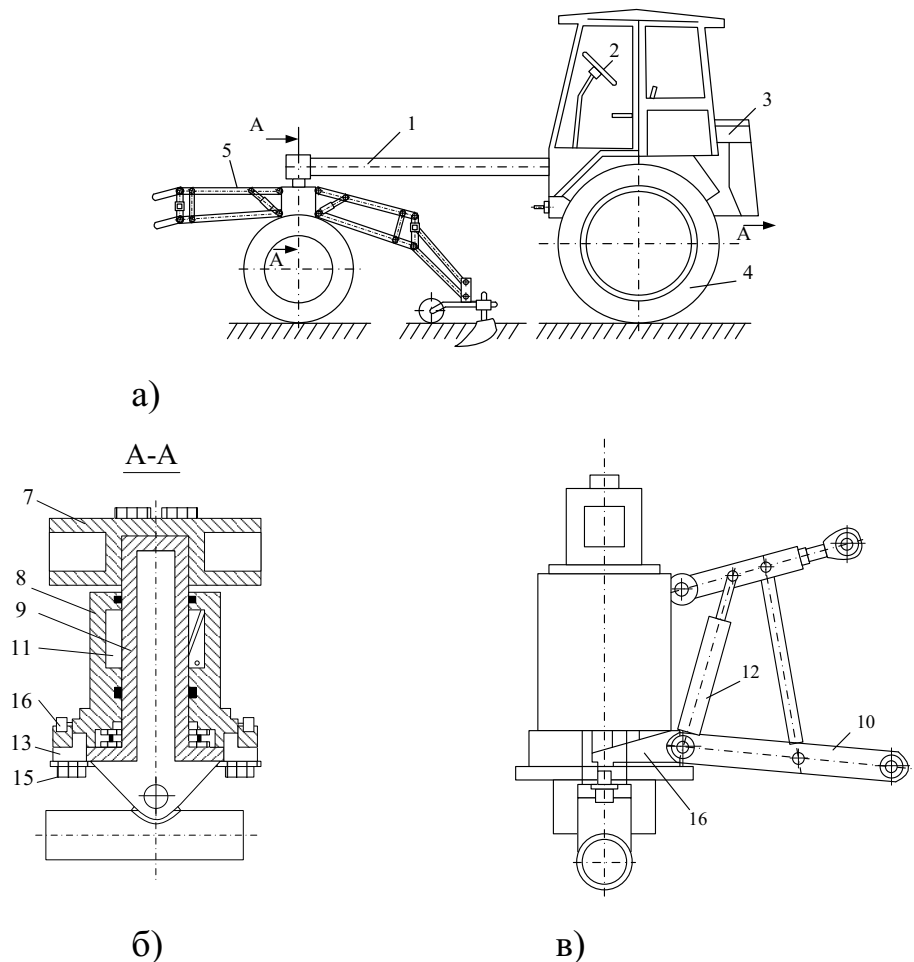


Рисунок 1.14 – Самохідне шасі з поворотною системою що навішується [21]: а – загальний вигляд; б – поворотний пристрій; в – система яка навішується; 1 – рама; 2 – рульове колесо; 3 – двигун; 4 – ведучі колеса; 5 – пристрій який навішується; 6 – передній міст; 7 – передній брус рами; 8 – поворотна колона; 9 – вісь; 10 – тяга пристрою який навішується; 11 – гідромотор; 12 – гідроциліндр; 13 – фіксатори; 14 – пази; 15 – пружина; 16 – штовхачі

Таким чином, застосування поворотного мосту та рами, яка складається у поперечній площині дозволяє забезпечити маневреність самохідного шасі та знизити трудомісткість процесу навішування машин та обладнання до зони між осями. При цьому поворотний міст може використовуватися в зазначеному вище процесі навішування машин та устаткування, так і для управління напрямом руху самохідного шасі.

1.3 Вплив компоувальної схеми на маневреність тракторних самохідних шасі

Причиною низки нещасних випадків, як показав досвід експлуатації тракторних агрегатів, є не втрата стійкості в результаті перекидання, а втрата керованості. В цьому випадку слід зупинитися на розгляді взаємозв'язку таких експлуатаційних властивостей тракторів та тракторних самохідних шасі як стійкість та керованість. Цей зв'язок визначив Я.Х. Закін (рис. 1.15).



Рисунок 1.15 – Структура властивостей маневреності яка запропонована Я.Х. Закіним

В роботі Я.Х. Закіна показано структуру властивостей маневреності транспортного засобу, як складної експлуатаційної властивості. В цьому випадку стійкість є однією з найбільш простих властивостей, поряд з повороткістю та легкістю керування, які забезпечують керованість транспортного засобу. Однак, такий взаємозв'язок між стійкістю та керованістю є справедливим при оцінці маневреності транспортних засобів. Автори, в роботах [25-27] показали, що при русі, який встановився, керованість, навпаки є складовою частиною стійкості. За рахунок впливу на рульове колесо водій забезпечує утримання машини на зазначеному курсі або радіусі повороту. Таким чином, керованість є найважливішою експлуатаційною властивістю, що забезпечує, як маневреність, так і стійкість транспортних засобів.

Дослідженням маневреності, керованості та стійкості одиночних транспортних засобів та транспортних поїздів присвячена значна кількість наукових публікацій [24-35; 48] та дисертаційних досліджень [38-47,49-57]. Дослідженню стійкості та керованості колісних тракторів та тракторних поїздів присвячені роботи [24,25,28,29].

Найбільш важливим чинником, який здійснює вплив на керованість тракторів та тракторних самохідних шасі є нормальне навантаження на напрямні колеса.

В роботі [28] визначено допустиме мінімальне навантаження $R_{ZH_{\text{дон}}}$ на напрямні колеса трактору за умовою керованості

$$R_{ZH_{\text{дон}}} = \chi_{\text{дон}} \cdot R_{ZH_{\text{см}}}, \quad (1.1)$$

де $\chi_{\text{дон}}$ - коефіцієнт допустимого навантаження напрямних коліс за умовою керованості;

$R_{ZH_{\text{см}}}$ - нормальне навантаження на напрямні колеса трактору в статичному стані на горизонтальній ділянці шляху.

Навіть для тракторів класичного компоновання характерне навантаження передніх напрямних коліс за рахунок навісу технологічного обладнання та машин за задньою віссю. Значення χ_{don} приймається рівним $\chi_{don}=0,3$, як для тракторів з колісною формулою 4x2, так і для повнопривідних тракторів класу 1.4 [28]. Для тракторів з колісною формулою 4x4 та колесами однакового діаметру значення цього коефіцієнту може дорівнювати $\chi_{don}=0,15$. З урахуванням мінімального навантаження на напрямні колеса в роботі [28] визначено критичні кути повороту напрямних коліс за критерієм керованості.

Для тракторних самохідних шасі, які мають екстремальне компоновання зі зміщенням до задньої осі центром мас при навісі машин або устаткування до міжосьової зони (на технологічну раму) навантаження на передні напрямні колеса та керованість тракторного самохідного шасі значно краще, ніж без встановлення устаткування.

Враховуючи низьке навантаження, яке спостерігається на передніх напрямних колесах, а також умови праці тракторів та тракторних самохідних шасі на опорних поверхнях з низьким коефіцієнтом зчеплення, на зазначених машинах застосовується окреме гальмування лівого та правого задніх коліс. Це дозволяє при повороті, за рахунок різниці дотичних реакцій на колесах, створювати додатковий поворотний момент [28,29,44]. Роздільне гальмування бортів тракторів та тракторних самохідних шасі застосовується для підвищення їх статичної поворотності при виїзді з колії, маневруванні в вузьких проїздах теплиць, складів та ін. [28,29,44].

Використання двох педалей гальм (задля керування окремим гальмуванням коліс різних бортів) при русі, задля забезпечення динамічної поворотності небезпечно через зниження безпеки руху.

В роботі [44] проведено аналіз показників статичної поворотності колісних тракторів та тракторних самохідних шасі, що використовувалися в

Україні. В таблиці 1.1 наведені мінімальні радіуси повороту вказаних машин [44].

В роботах [28,29,44] запропоновано для підвищення керованості та повороткості тракторних самохідних шасі використовувати комбінований засіб керування, при якому для зменшення радіусу повороту одночасно використовується кермове та гальмове керування.

Таблиця 1.1 – Мінімальні радіуси повороту тракторів відомих моделей [44]

Модель трактору	Положення центру мас b / L^*	Радіус повороту, м	
		Без гальмування коліс одного борту	З гальмуванням коліс одного борту
K701	0,687	7,2 (за зовнішнім колесом.)	-
T150K	0,636	6,7	-
MT380/MT3-80Л	0,343	-	4,1 (при $B=1,4\text{м}$)
MT382H/MT3-82ЛH	0,362	5,6 ($B=1,8\text{м}$)	4,1 (при $B=1,8\text{м}$)
MT350/MT350Л	0,343	4,3 ($B=1,8\text{м}$)	4,1 (при $B=1,4\text{м}$)
MT352/MT352Л	0,355	-	4,1 (при $B=1,4\text{м}$)
ЮМЗ-6АМ/ЮМЗ-6АЛ	0,305	5,6	5
T40M	0,420	-	2,7
T40AM	0,420	-	3,8 (при $B=1,35\text{м}$)
T40AHM	0,420	-	4,6
MT380X	0,255	-	2,5
T28X4M	0,260	-	2,6
T28X4M-C	0,304	-	3,75
T28X4M-G	0,330	-	3,75
T-25A	0,350	-	3,5-4,0
T16M	0,185	4,0	-
T16MM4	0,182	3,85 ($B=1,6\text{м}$)	-

*) b - відстань від задньої осі до проекції центру мас трактору на горизонтальну площину;

B - колія машини;

L - база машини.

1.4 Напрямки підвищення маневреності тракторних самохідних шасі

Як відомо [44], поворот колісних машин може здійснюватися трьома основними способами:

- зміною кутів між повздовжньою віссю та площиною обертання напрямних коліс за рахунок їх повороту;
- зміна положення однієї частини машини відносно до другої (зчленовані машини);
- зміна величини швидкості коліс різних сторін (правої та лівої).

Цей спосіб аналогічний до способу повороту гусеничних машин та називається бортовим способом[44].

Спосіб повороту колісних машин за рахунок зміни кутів між повздовжньою віссю та площиною обертання напрямних коліс за рахунок їх повороту достатньо докладно досліджено в роботах [28, 29, 32, 34, 44, 57]. Цікаво, що практично у всіх працях, які розглядали це питання, при складанні динамічної моделі приймається припущення того, що передній напрямний міст є поворотним. І тому математична модель процесу повороту також відповідає передньому поворотному мосту [28, 29, 32, 44, 57]. Викликає здивування те, що при створенні тракторних самохідних шасі вибрали варіант конструкції ходової частини з передніми поворотними напрямними колесами. Це призвело в подальшому до ускладнення конструкції кермового приводу і створення механізму повороту переднього мосту для забезпечення навісу устаткування до зони між осями тракторного самохідного шасі. Таким чином, конструкція рами тракторного самохідного шасі та його компоновання дозволяє використання переднього поворотного мосту.

При використанні на тракторному самохідному шасі передніх напрямних коліс, що повертаються, погіршується керованість за рахунок появи додаткового опору їх кочення при русі на повороті [28, 44, 57]. Вказаний додатковий опір пов'язаний з кінематичною похибкою рульової

трапеції. Особливістю роботи тракторів та тракторних самохідних шасі є необхідність зміни колії передніх коліс у широких межах в залежності від ширини між рядками ділянок поля, яке обробляється. При цьому змінюється довжина поперечної рульової тяги та кінематична похибка рульової трапеції збільшується. Також збільшується і додатковий опір руху самохідного шасі на повороті. При використанні переднього поворотного мосту така проблема не виникає при будь якій колії передніх коліс.

Застосування шарнірно-зчленованої рами широко використовується на колісних тракторах з передніми та задніми колесами однакового діаметру. Поряд з певною кількістю переваг цей спосіб має і недоліки. На тракторних самохідних шасі вказаний метод застосовувався не тільки на моделі лісогосподарського трактору ТЛ-28 [24], який має з тракторним самохідним шасі уніфікований силовий блок та кабіну. Схему з переднім мостом, який повертається, можна розглядати як окремий випадок схеми з шарнірно-зчленованою рамою, у якій вісь шарніру зміщена до середини передньої осі.

Бортовий спосіб повороту гусеничних та колісних машин досліджено в роботах [28, 29, 32]. Найбільш перспективним є комбінований спосіб, який поєднує в собі кінематичний (з поворотом передніх коліс) та динамічний (бортовий) способи повороту. Слід зазначити, що використання в колісній машині різних способів керування є ускладненням як конструкції машини, так і процесу керування, через зміну характеристик керованості машини, при використанні пристроїв блокування.

На рис. 1.16 представлено схему пристрою [28, 29, 44], який забезпечує зв'язок між рульовим та гальмівним керуванням за реалізацією комбінованого способу керування поворотом.

Можна зробити висновок про те, що напрямком підвищення маневрування та керованості тракторних самохідних шасі є застосування переднього поворотного мосту та використання комбінованого способу керування поворотом.

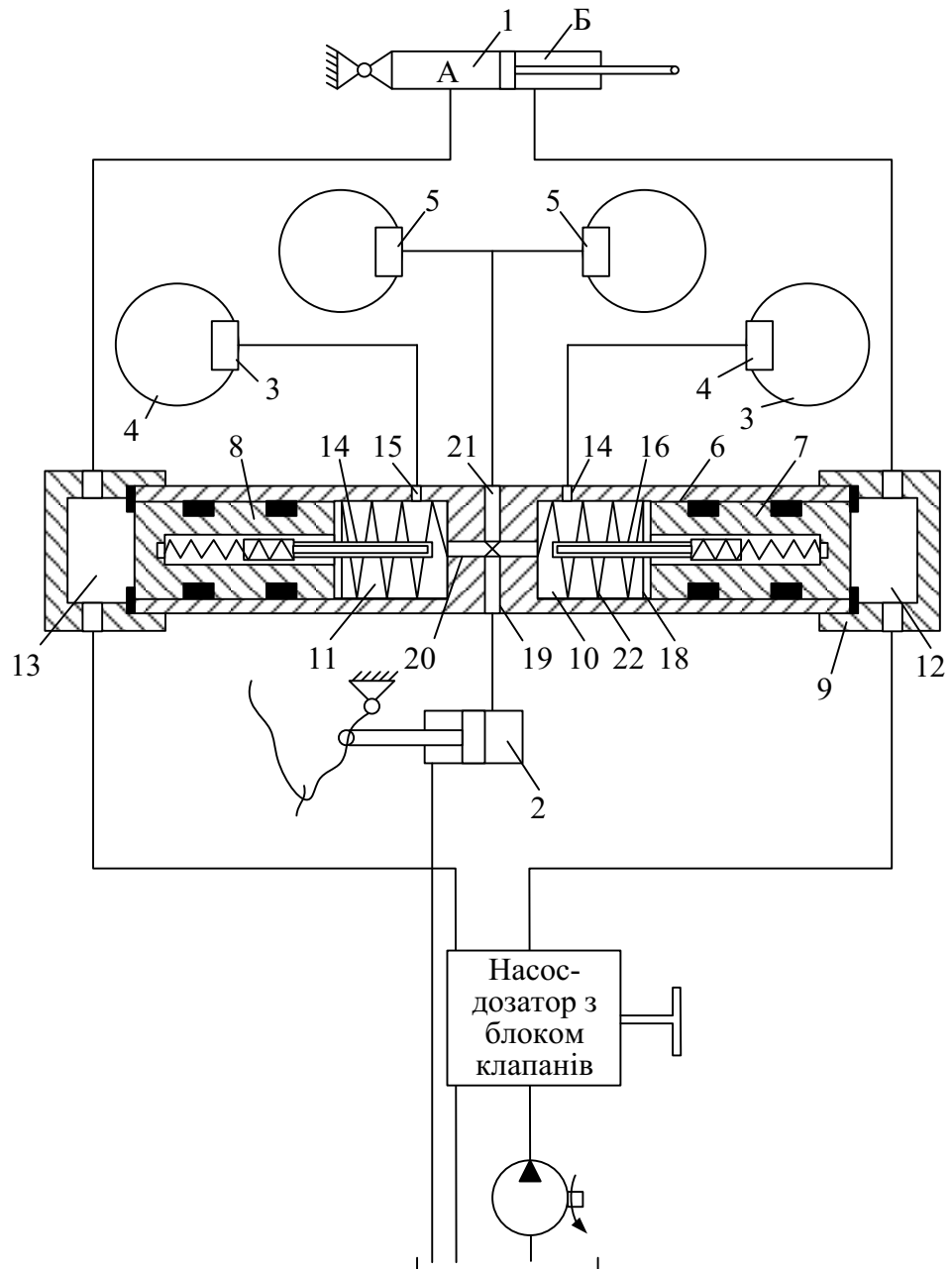


Рисунок 1.16 – Пристрій для керування руху транспортного засобу
[28, 29, 44]:

1 – силовий циліндр двосторонньої дії гідро об’ємного кермового керування (А, Б – робочі порожнини циліндру); 2 – головний гальмівний циліндр;

3, 5 – колісні гальмівні циліндри; 6 – корпус клапанного вузлу; 7, 8 – підпруженні поршні; 9 – пробки; 10, 11, 12, 13 – робочі порожнини; 14, 15 – отвори; 16, 17 – відсічні клапани; 18 – шайба; 19, 20, 21 – отвори

Таким чином, нами розглянуто напрямки розвитку способів керування рухом колісних машин. З проведеного аналізу видно, що запропонована робоча гіпотеза використання поворотних мостів для поліпшення агрегування і маневреності тракторних самохідних шасі у повної мірі раніше не розглядалося.

1.5 Висновки за розділом 1 та постановка завдань дослідження

Проведений аналіз відомих літературних джерел та патентних пропозицій дозволяє зробити наступні висновки:

- тракторні самохідні шасі мають широке розповсюдження в різноманітних галузях народного господарства, комунального господарства, промисловості та транспорту завдяки своїй універсальності та можливості агрегування з широким спектром машин та устаткування;
- проблема агрегування самохідних тракторних шасі, особливо в експлуатаційних умовах, пов'язана з трудомісткістю навісу обладнання на технологічну раму (до зони між осями), що потребує або ускладнення машини, або стаціонарних умов;
- екстремальне компонування, за яким центр мас тракторного самохідного шасі в знятому стані знаходиться близько до задньої осі, тягне за собою реалізацію низьких показників керованості при маневруванні;
- напрямком підвищення керованості та маневреності тракторного самохідного шасі є застосування переднього поворотного мосту у поєднанні з роздільним гальмуванням задніх ведучих коліс (застосуванням комбінованого способу керування поворотом);
- застосування переднього поворотного мосту для здійснення маневрування полегшить завдання розробки раціональних способів навісу технологічних машин та устаткування до зони між осями тракторних самохідних шасі в умовах експлуатації.

На базі отриманих висновків за розділом 1 сформульовані наступні задачі дослідження:

- провести теоретичне дослідження маневреності тракторного самохідного шасі з переднім поворотним мостом;
- провести теоретичні дослідження стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту;
- провести експериментальні дослідження динаміки руху тракторного самохідного шасі у повороті.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРНОСТІ ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ З ПЕРЕДНІМ ПОВОРОТНИМ МОСТОМ

2.1 Запропоновані схеми тракторних самохідних шасі з переднім поворотним мостом

Проведений раніше аналіз літературних джерел та патентних пропозицій дозволив передбачити певний перелік варіантів використання самохідних шасі з рамою, яка складається в передній площині та переднім поворотним мостом. Таке технічне рішення дозволяє не тільки полегшити агрегування в польових умовах, а й поліпшити маневрування тракторного самохідного шасі.

2.1.1. Самохідне шасі з навісною системою на передньому поворотному мосту (Варіант 1) [15]. Схему тракторного самохідного шасі з переднім поворотним мостом (вид зверху) представлено на рис. 2.1 [15].

Поставлена задача, вирішується за рахунок того, що самохідне шасі з навісною системою на передньому поворотному мосту і рамою, що має два поздовжніх С-подібних бруса, передній і задній бруси, передній міст з механізмом повороту, вертикальним валом і двоплечим важелем. Плечі важеля розташовані щодо один одного під кутом. Кожне плече важеля пов'язано з одним з двох гідравлічних циліндрів, другі кінці яких шарнірно пов'язані з переднім брусом рами. Порожнини першого циліндра через розподільник пов'язані з гідронасосом і баком. Порожнини другого циліндра пов'язані гідравлічними лініями з насосом-дозатором гідрооб'ємного рульового управління. Для повороту С-подібних поздовжніх брусів рами при навішуванні машин і устаткування між зазначеними С-образними поздовжніми брусами з використанням шарнірів встановлений додатковий

гідравлічний циліндр. Порожнини додаткового гідравлічного циліндра гідравлічними лініями пов'язані з порожнинами першого гідравлічного циліндра.

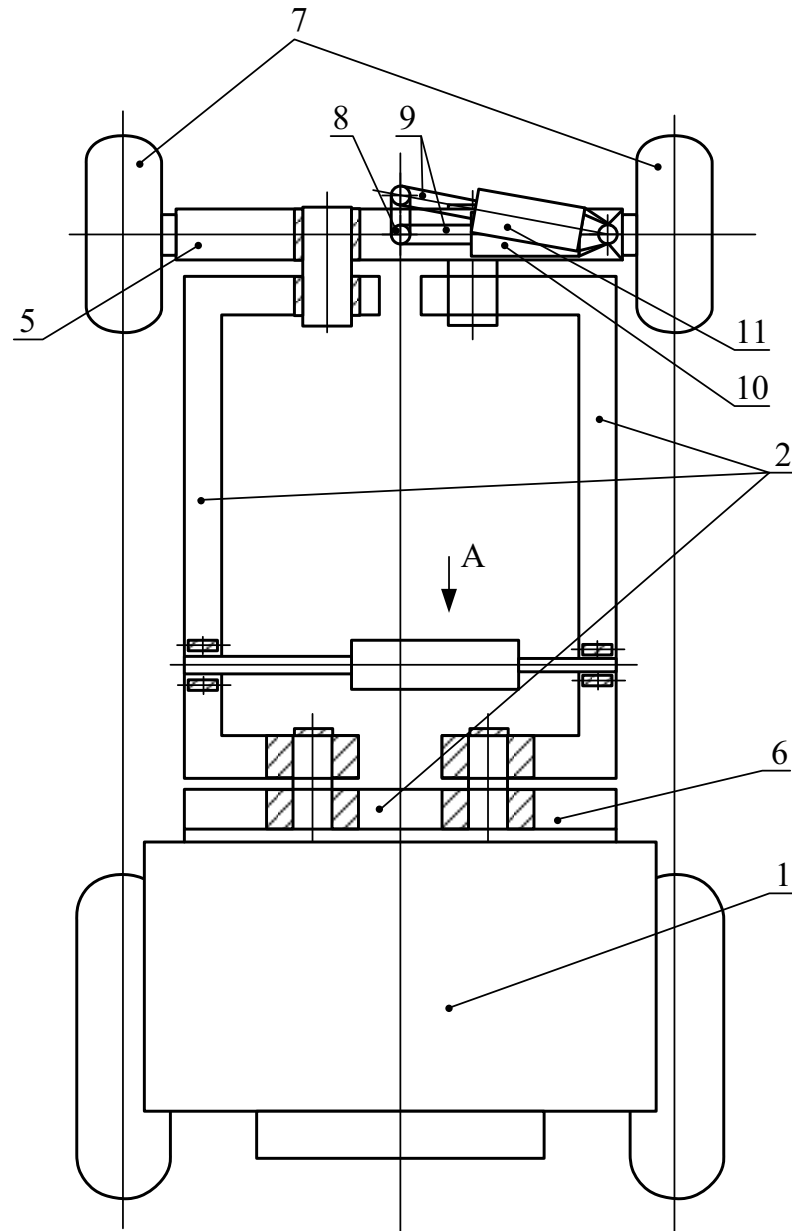


Рисунок 2.1 – Самохідне шасі з переднім поворотним мостом (вид зверху) [15]: 1 – силовий блок з кабіною; 2 – рама; 3, 4 – С-образні бруси рами; 5, 6 – передній та задній бруси рами, відповідно; 7 – поворотний передній міст; 8 – вертикальний вал приводу механізму повороту моста 7; 9 – двоплечий важіль; 10, 11, 12 – гідроциліндри управління

Технічний результат, який може бути отриманий при реалізації даної моделі, полягає в скороченні часу і підвищенні безпеки процесу навішування сільськогосподарських машин і обладнання, який можна здійснити в польових умовах. Крім того, це технічне рішення може бути використано в самохідних шасі з гідрооб'ємним рульовим керуванням. Поворот переднього мосту замість повороту окремих коліс з використання рульової трапеції покращує маневреність і керованість самохідного шасі, особливо при змінній колії.

На рис. 2.2 [15] представлено гідравлічну схему управління механізмами повороту переднього мосту і поздовжніх С-подібних брусів рами самохідного шасі. На рис. 2.3 (вид за стрілкою А на рис. 2.1) показано схему з'єднання додаткового гідравлічного циліндра з поздовжніми С-образними брусами рами.

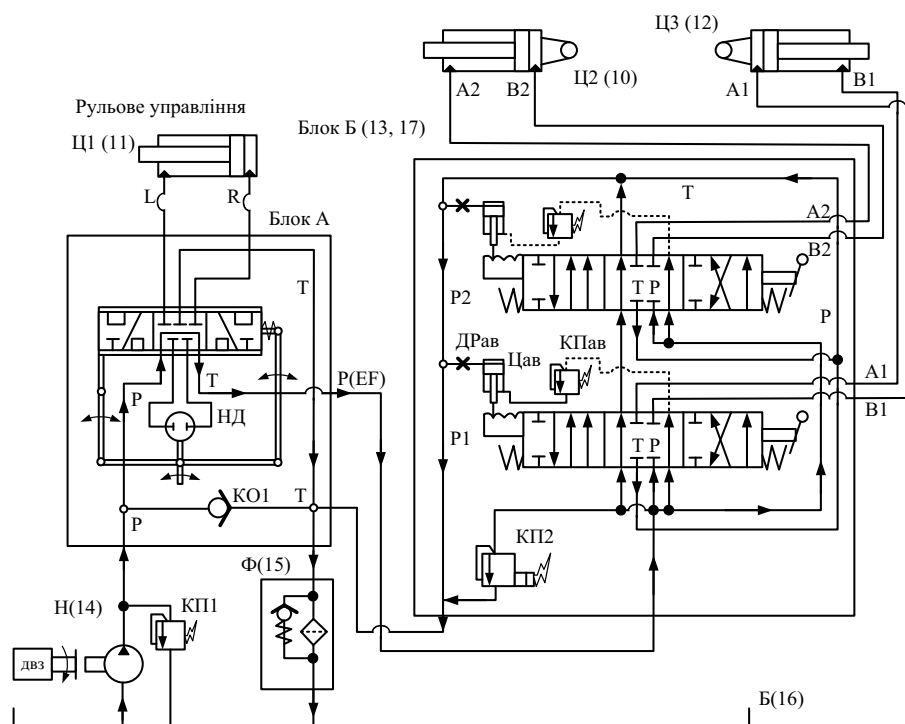


Рисунок 2.2 – Гідравлічна схема управління механізмами повороту переднього мосту і поздовжніх С-подібних брусів рами самохідного шасі [15]

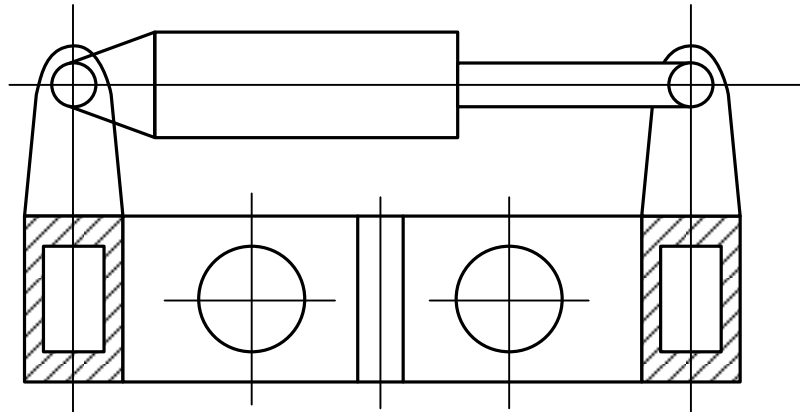


Рисунок 2.3 – Схема з'єднання додаткового гідравлічного циліндру з повздовжніми С-подібними брусами рами [15]

Пропоноване самохідне шасі з навісною системою на передньому поворотному мосту включає силовий блок 1; раму 2; лівий і правий поздовжні С-образні бруси рами 3, 4; передній брус рами 5; задній брус 6; поворотний передній міст 7; вертикальний вал 8 приводу механізму повороту моста 7; двоплечий важіль 9; перший гідравлічний циліндр 10; другий гідравлічний циліндр 11; додатковий гідравлічний циліндр 12; розподільник 13; гідронасос 14; фільтр 15; бак 16 і клапан затримки росту тиску 17.

Робота пропонованого технічного рішення полягає в наступному. При русі самохідного шасі управління напрямними колесами при повороті здійснюється водієм через кермове колесо і насос-дозатор. При цьому робоча рідина під тиском від насоса дозатора надходить в порожнини другого гідравлічного циліндру 11, шток якого пов'язаний з плечем двоплечого важеля 9, яке розташоване перпендикулярно осі передніх коліс. У даному випадку забезпечується максимальна чутливість напрямних коліс зміни тиску рідини в порожнинах другого гідравлічного циліндра 11. При повороті переднього мосту щодо осі вертикального валу 8 забезпечується збіг перпендикулярів до осей передніх і задніх коліс в одній точці (центрі

повороту). Це забезпечує високу маневреність і керованість самохідного шасі при будь-якій змінній колії передніх коліс.

При виконанні технологічного процесу навішування сільськогосподарських машин або обладнання перед під'їздом до них включають поворот переднього мосту на 180^0 . Для цього повертають рульове колесо в сторону повороту, наприклад вліво і включенням розподільника 13 подають тиск рідини до відповідної порожнини переднього гідравлічного циліндра 10. Під дією зусилля гідравлічного циліндра 11 вертикальний вал 8 з двоплечим важелем 9 повертається на деякий кут. При цьому плече важеля 9, пов'язане з першим гідравлічним циліндром 10, виходить з мертвої точки і подальший поворот переднього мосту 7 відбуватиметься під дією суми зусиль гідравлічних зусиль 10 і 11. Порожнини додаткового циліндра 12 з'єднані гідравлічними лініями з відповідними порожнинами першого гідравлічного циліндра 10. Тому одночасно з поворотом переднього мосту 7 відбуватиметься поворот вгору поздовжніх С-подібних брусів 3 і 4 та простір під рамою 2 буде збільшуватися. Після захоплення машини або обладнання передній поворотний міст повертають у вихідне положення. При цьому насос-дозатор перемикає порожнини гідравлічного циліндру 11 з нагнітання на злив і з зливу на нагнітання. Розподільник 13 також перемикають, змінюючи з'єднання порожнини гідравлічного циліндра 10 на протилежні. Для створення затримки подачі тиску в порожнинах гідроциліндру 12 на його вході встановлені клапани 17 затримки подачі тиску. Тому поворот поздовжніх С-подібних брусів 3 та 4 рами 2 в початкове положення почнеться після того, як передній міст 7 займе вихідне положення. Після завершення повороту початкове положення переднього мосту і поздовжніх С-подібних брусів машину або обладнання закріплюють.

Таким чином, запропонована конструкція самохідного шасі з навісною системою на передньому поворотному мосту дозволяє скоротити час і підвищити безпеку процесу навішування технологічних машин і знарядь, забезпечити можливість виконання зазначених операцій в польових умовах,

крім того, забезпечується можливість реакції переднього поворотного мосту на самохідних шасі що мають гідрооб'ємне рульове управління. При використанні в процесу руку переднього поворотного мосту замість поворотних коліс дозволяє підвищити маневреність і керованість самохідного шасі, особливо при зміні колії передніх коліс.

2.1.2. Самохідне шасі з переднім поворотним мостом (варіант 2) [16]. Поставлена задача вирішується за рахунок того, що напрямок плечей двоплечого поворотного важеля, який пов'язано з вертикальним валом і двома силовими гідроциліндрами, при нейтральному положенні поворотного мосту складає кут β_0 по відношенню до повздовжньої осі самохідного шасі. Порожнини над поршнем силових гідроциліндрів через гідравлічний розподільник з'єднані з насосом дозатором гідрооб'ємного рульового управління, а штокові порожнини через другий гідравлічний розподільник з'єднані з гідронасосом і баком.

Тангенс кута β_0 нахилу плечей двоплечого поворотного важеля дорівнює відношенню половини колії задніх коліс до бази самохідного шасі. Для стабілізації положення поворотного мосту при русі самохідного шасі на штоках силових гідроциліндрів між точками їх кріплення до двуплечого поворотного важеля і корпусами силових гідроциліндрів встановлені пружини.

Технічний результат, який може бути отриманий при реалізації корисної моделі [16], полягає в підвищенні маневреності самохідного шасі при повороті на місці, забезпеченні повороту переднього поворотного мосту вліво і вправо на однаковий кут при рівному тиску рідини в силових гідроциліндрах.

На рис. 2.5[16] наведена гідравлічна схема приводу переднього поворотного мосту, а на рис. 2.6 – показано крайнє положення переднього поворотного моста при повороті вліво. Крайнє положення переднього поворотного моста при повороті вправо наведено на рис. 2.7.

Пропоноване самохідне шасі з переднім поворотним мостом який включає силовий блок 1 з ведучими колесами 2, раму 3 з переднім брусом 4, передній поворотний міст 5, що приводиться в рух через двоплечий поворотний важіль 6 і вертикальний вал 7, два силових гідроциліндра 8 із встановленими на їх штоках пружинами 9, гідравлічні розподільники 10 і 11, гідронасос 12, фільтр 13 і бак 14.

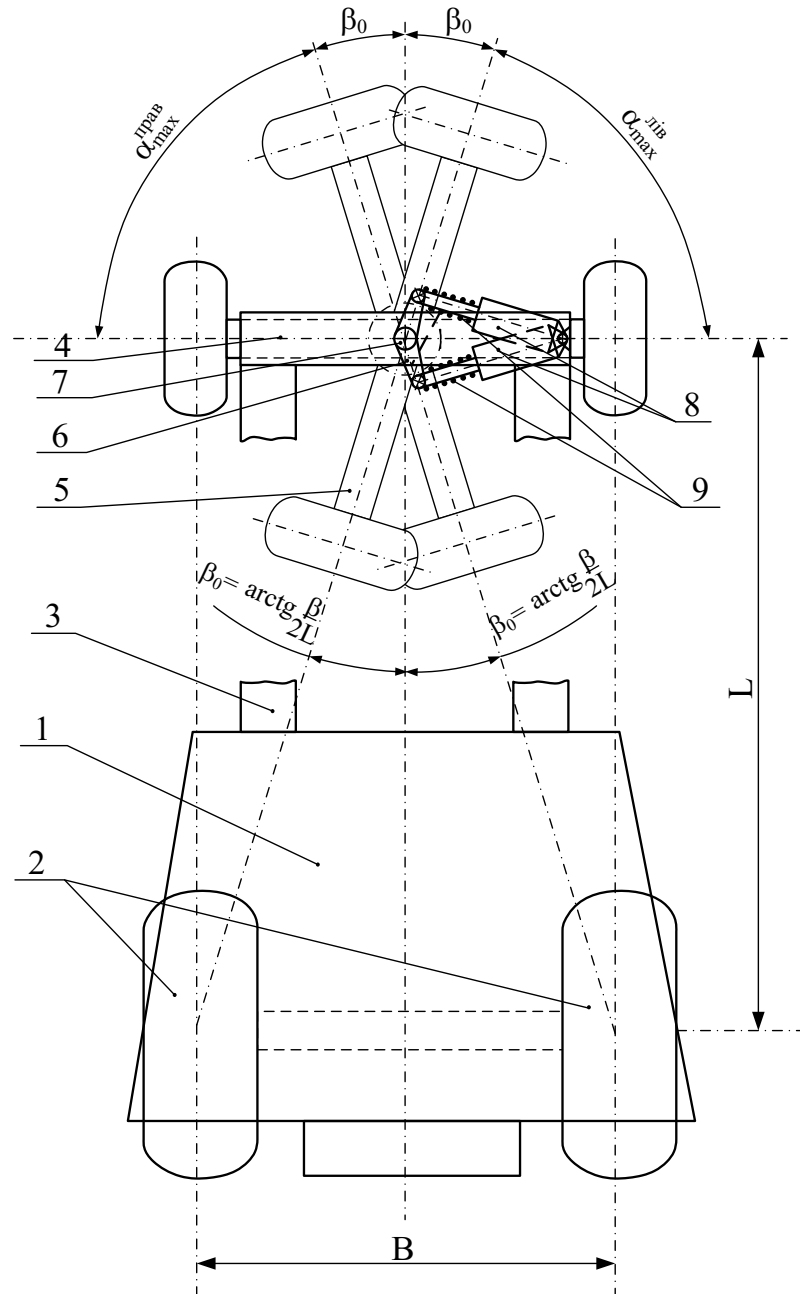


Рисунок 2.4 – Вид зверху на самохідне шасі з переднім поворотним мостом

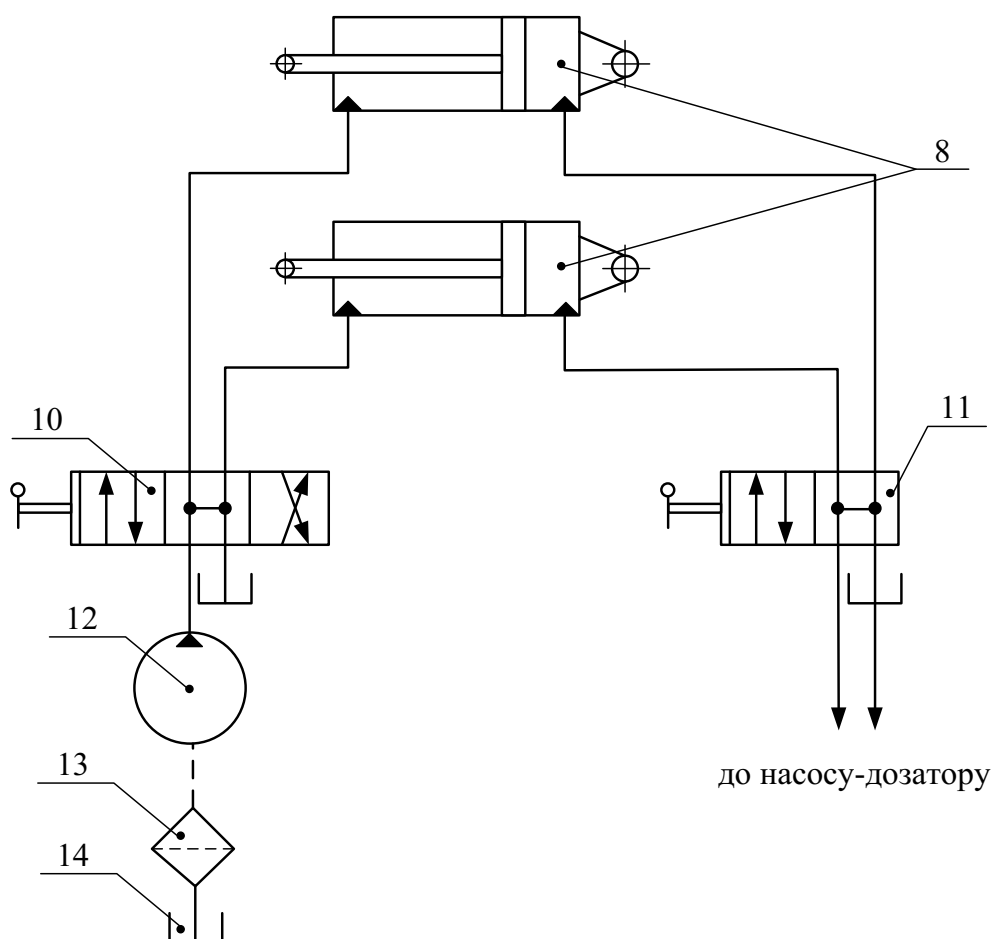


Рисунок 2.5 – Гідравлічна схема приводу переднього поворотного мосту[16]

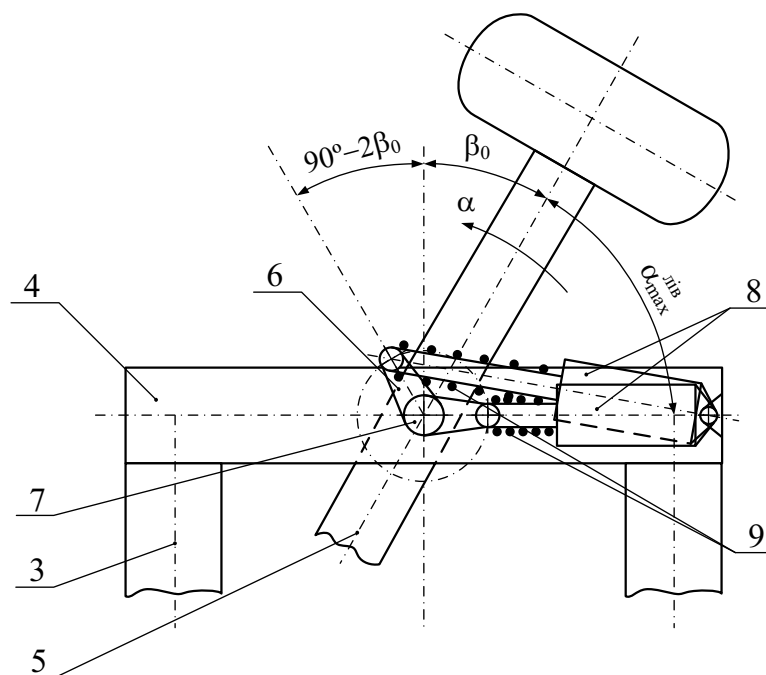


Рисунок 2.6 – Крайнє положення переднього поворотного мосту при повороті вліво[16]

Під дією тиску рідини у штоковій порожнині одного з силових гідроциліндрів 8 (рис. 2.6) відбувається переміщення штока і поворот двоплечого поворотного важеля 6. Разом з важелем 6 відбувається поворот вертикального валу 7 і пов'язаного з останнім, поворотного моста 5. Зі штокової порожнини другого силового гідроциліндра рідина через гідравлічний розподільник 10 йде в бак.

Завдяки тому, що плечі двоплечого поворотного важеля 6 при нейтральному положенні поворотного моста 5 відхилені від поздовжньої осі самохідного шасі на кут β_0 , при крайніх (рис. 2.6 і рис. 2.7) положеннях поворотного моста продовження осі передніх коліс перетинає точку контакту з дорогою лівого або правого задніх ведучих коліс 2 самохідного шасі. Стійкість позиціонування поворотного моста в крайніх положеннях при $\alpha = \alpha_{\max}^{\text{лів}}$ або $\alpha = \alpha_{\max}^{\text{прав}}$ забезпечується за рахунок кута β_0 , який може бути визначений за формулою

$$\beta_0 = \arctg \frac{B}{2L}, \quad (2.1)$$

де L, B – база і колія задніх ведучих коліс самохідного шасі.

В крайньому положенні поворотного моста 5 (див. рис. 2.6 і рис. 2.7) плече поворотного важеля 6 і шток одного з силових гідроциліндрів 8, що впливає на нього, розташовуються уздовж однієї прямої, тобто утворюють «мертве» положення. При підтримці тиску в штоковій порожнині зазначеного циліндру 8 це забезпечує стійкість положення поворотного моста 5. Пружина 9 (рис. 2.4., рис. 2.6, рис. 2.7) сприяють поверненню поворотного моста 5 в нейтральне положення після завершення повороту і забезпечують силову стабілізацію зазначеного моста при русі по прямій і випадкових впливах з боку дороги.

Таким чином, пропонована конструкція самохідного шасі з переднім поворотним мостом дозволяє забезпечити поворот зазначеного мосту вправо і вліво на один і той же кут при рівному тиску рідини в силових гідроциліндрах. При повороті на місці досягається мінімальний радіус повороту, вимірюваний від осі вертикального валу приводу поворотного моста до точки контакту з дорогою одного із задніх ведучих коліс.

2.1.3. Самохідне шасі з переднім поворотним мостом (варіант 3) [20]. Самохідне шасі, що виконано за варіантом 1 [15] (рис. 2.1), має недоліком те, що поворот вліво і вправо самохідного шасі відбувається при різному тиску рідини в приводі, оскільки використовується один гідроциліндр, що має поршневу і штокову порожнини. Крім того, відоме технічне рішення не дозволяє здійснити поворот навколо одного із задніх коліс. Цих недоліків позбавлений варіант 2 [16] (рис. 2.4), в якому для керування напрямком руху використовуються два силових гідравлічних циліндра. У поршневій порожнині силових гідравлічних циліндрів (в один з них в залежності від напрямку повороту) насосом-дозатором гідрооб'ємного рульового управління нагнітається рідина. При нейтральному положенні переднього поворотного мосту плечі двоплечого поворотного важеля розташовані під кутом β_0 до повздовжньої осі машини. Тангенс кута β_0 визначається за формулою

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{B}{2L}, \quad (2.2)$$

Завдяки зазначеному положенню плечей двоплечих поворотних важелів можливий поворот на місці самохідного шасі навколо задніх лівого або правого ведучих коліс. При зазначеному повороті на місці крайні положення двоплечого поворотного важеля є «мертвими», що забезпечує стійке позиціонування переднього поворотного мосту в положенні для

повороту навколо одного з задніх ведучих коліс. Управління поворотом щодо одного із задніх коліс здійснюється шляхом нагнітання гідронасосом рідини в штокову порожнину одного з силових гідравлічних циліндрів (в залежності від напрямку повороту).

Недоліком цього технічного рішення є неможливість здійснення приводу повороту переднього поворотного моста на 180^0 при навішуванні машини або знарядь в міжосьовому просторі. Причиною є складність забезпечення повороту двоплечого поворотного важеля на 180^0 в наслідок обмеженого будівельного об'єму при установці третього (додаткового силового гідравлічного) циліндра.

Ця задача вирішується за рахунок того, що при установці додаткового силового гідравлічного циліндра приводу повороту переднього моста на 180^0 в кінематичному ланцюгові управління поворотом самохідного шасі при русі і на місці навколо одного із задніх ведучих коліс встановлена зубчата пара.

При цьому шестерня встановлена на вертикальному валу приводу поворотного моста, а колесо, виконане у вигляді зубчастого сектора, встановлене на валу двоплечого поворотного важеля. На вертикальному валу встановлений важіль, співвісний з додатковим силовим гідроциліндром в нейтральному положенні поворотного моста. Порожнини додаткового силового гідроциліндра через додатковий гідророзподільник з'єднані з гідронасосом і баком. При повороті переднього поворотного моста на 180^0 двоплечий поворотний важіль повертається на кут ξ , який дорівнює

$$\xi = \frac{180^0}{u_{zn}}, \quad (2.3)$$

де u_{zn} - передатне число зубчастої пари.

Кути β_0 початкової установки двоплечого поворотного важеля визначаються за наступною формулою:

$$\beta_0 = \frac{90^\circ (u_{3n} - 1) + \arctg\left(\frac{B}{2L}\right)}{u_{3n}}, \quad (2.4)$$

Кут Δ_Δ між напрямками плечей двоплечого поворотного важеля:

$$\Delta_\Delta = 180^\circ - 2\beta_0, \quad (2.5)$$

На рис. 2.8 наведена кінематична схема приводу переднього поворотного мосту, а на рис. 2.9 – гідравлічна схема управління переднім поворотним мостом.

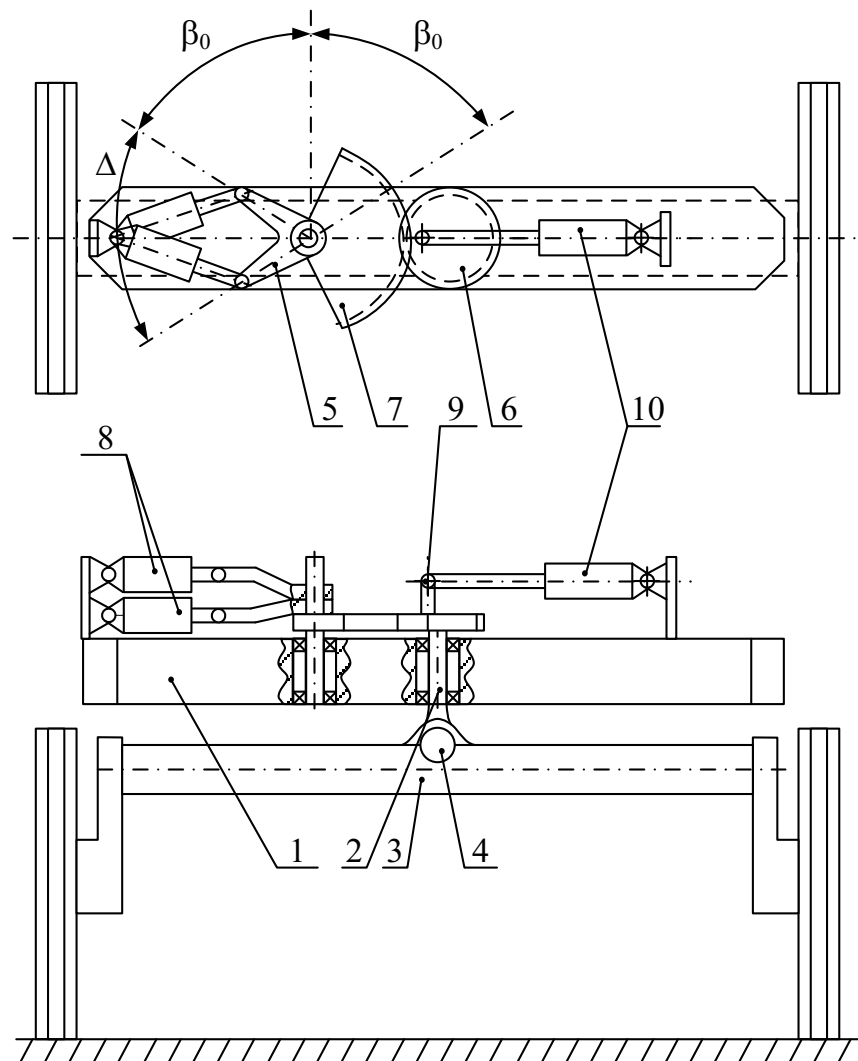


Рисунок 2.8 – Кінематична схема приводу переднього поворотного мосту[20]

Пропоноване самохідне шасі з переднім поворотним мостом включає в себе передній брус 1 рами, вертикальний вал 2 приводу переднього поворотного моста 3, циліндричний шарнір 4 балансірної підвіски переднього поворотного моста 3, двоплечий поворотний важіль, зубчасту пару, виконану у вигляді шестерні 6, в зачеплення з якою входить зубчастий сектор 7. З плечима двоплечого поворотного важеля 5 з'єднані два силових гідроциліндра 8. Другі кінці силових гідроциліндрів 8 шарнірно з'єднані з переднім брусом 1 рами самохідного шасі. На вертикальному валу 2 встановлено важіль 9, з'єднаний з додатковим гідроциліндром 10. Другий кінець додаткового силового гідроциліндра 10 шарнірно з'єднаний з переднім брусом 1. При нейтральному положенні переднього моста 3 важіль 9 і вісь додаткового силового гідроциліндра 10 розташовуються уздовж однієї прямої. Поршневі порожнини силових гідроциліндрів 8 (рис. 2.9) з'єднані з насосом-дозатором гідрооб'ємного рульового управління, а штокові через гідророзподільник 11 – з гідронасосом 12 і баком 13. Порожнини додаткового силового гідроциліндра 10 через додатковий гідророзподільник 14 з'єднані з гідронасосом 11 і баком 12.

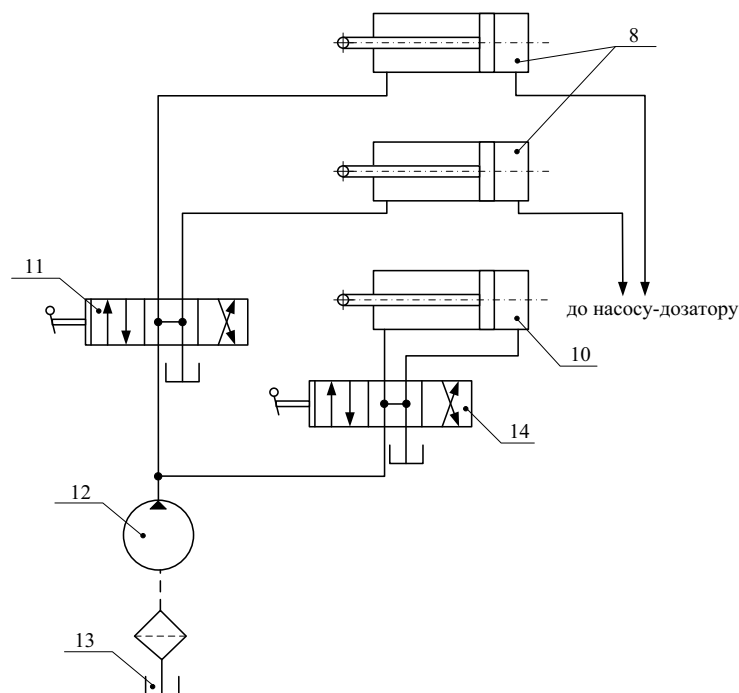


Рисунок 2.9 – Гідравлічна схема управління переднім поворотним мостом[20]

При русі самохідного шасі поршневу порожнину одного з силових гідроциліндрів 8 (в залежності від напрямку повороту самохідного шасі) подається під тиском рідина від насоса-дозатора гідрооб'ємного рульового управління. З поршневої порожнини другого з силових гідроциліндрів 8 рідина через насос-дозатор йде на злив. Під дією зусилля силового гідроциліндра 8 відбувається поворот двоплечого поворотного важеля 5, а разом з ним і зубчатого сектора 7. Обертання від зубчатого сектора 7 передається на шестерню 6, вертикальний вал 2 і поворотний міст 3. Поворот двоплечого поворотного важеля 5 відбувається на кут менший, ніж кут повороту поворотного моста 3 і, тим менше, чим більше передатне число u_{3n} зубчатої передачі. При повороті вліво і вправо тиск подається в поршневій порожнини силових гідроциліндрів 8. Це дозволяє забезпечувати рівність тиску рідини в гідрооб'ємному рульовому управлінні як при повороті вправо, так і при повороті вліво.

При повороті на місці навколо правого або лівого задніх ведучих коліс тиск рідини від гідронасоса 12 через гідророзподільник 11 подається в одну з штокових порожнин (в залежності від напрямку повороту) силових циліндрів 8. З штокової порожнини другого гідроциліндра рідина через гідророзподільник 11 йде на злив в бак 13. У цьому випадку поворотний міст повертається на кут, рівний $90^\circ - \beta_0$, а відповідно плече двоплечого поворотного важеля 5 і шток силового гідроциліндра 8 утворюють «мертве» положення. Цим забезпечується стабільність позиціонування переднього поворотного моста 3.

При повороті переднього поворотного моста 3 на кут 180° в разі механізованого навішування знарядь і машин в міжосьовий простір самохідного шасі тиск рідини від гідронасоса 12 через додатковий гідророзподільник 14 надходить в одну з порожнин додаткового силового гідроциліндра 10. Рідина з другої порожнини додаткового силового гідроциліндра 10 через додатковий гідроциліндр 14 надходить в бак 13. При одному ході штока додаткового силового гідроциліндра 10 відбувається

поворот важеля 9, шестерні 6, вертикального валу 2 і поворотного моста 3 на 180° . При цьому важіль 9 і шток силового гідроциліндра 10 переходять з одного «мертвого» положення в інше. Цим забезпечується стійке положення поворотного моста 3 в початковому і кінцевому його положеннях. При повороті в зворотну сторону тиск рідини за допомогою додаткового гідророзподільника подається в другу порожнину додаткового силового гідроциліндра 10, а з першої – в бак 13. При повороті поворотного моста 3 на 180° двоплечий поворотний важіль 5 повертається на менший кут, який визначається відношенням 180° до передатного числа u_{zn} зубчатої пари.

Таким чином, пропонована конструкція самохідного шасі з переднім поворотним мостом дозволяє забезпечувати управління напрямком руху самохідного шасі при однаковому тиску рідини в силових гідроциліндрах як при повороті вліво, так і при повороті вправо. Пропоноване технічне рішення забезпечує можливість управління поворотом самохідного шасі на місці навколо лівого або правого задніх ведучих коліс. Забезпечується також можливість повороту переднього поворотного моста на 180° при навішуванні машин і знарядь в міжосьовому просторі самохідного шасі.

2.1.4. Самохідне шасі з планетарним механізмом у приводі поворотного моста (варіант 4) [19]. Використання планетарного механізму у приводі поворотного моста (рис. 2.10) [19] дозволяє отримати позитивний ефект, що виявляється у наступному:

- наявність двох ступенів свободи у планетарного механізму дозволяє здійснювати незалежний поворот на 180° і коло одного з задніх коліс;
- при керуванні рухом машини тиск рідини у порожнинах силових гідроциліндрів буде однаковим як при повороті вправо, так і при повороті вліво.

Планетарний механізм 1 має вхідну шестерню 2, яка зчіплюється зі вхідною шестернею 3 механізму Давида (рис. 2.10). Водило 4 пов'язано

вертикальним валом 5 з двоплечий важелем 6 з яким пов'язані силові гідроциліндри 7 (які використовуються для повороту навколо одного з задніх коліс та для повороту у процесі руху машини). Вихідний вал 8 планетарного механізму Давида пов'язаний з поворотним мостом. При роботі силових гідроциліндрів 7 планетарний механізм Давида працює з загальмованою вхідною шестернею 3. При роботі силового гідроциліндра 9, який здійснює поворот моста на 180° планетарний механізм 1 працює з загальмованим водилом 4.

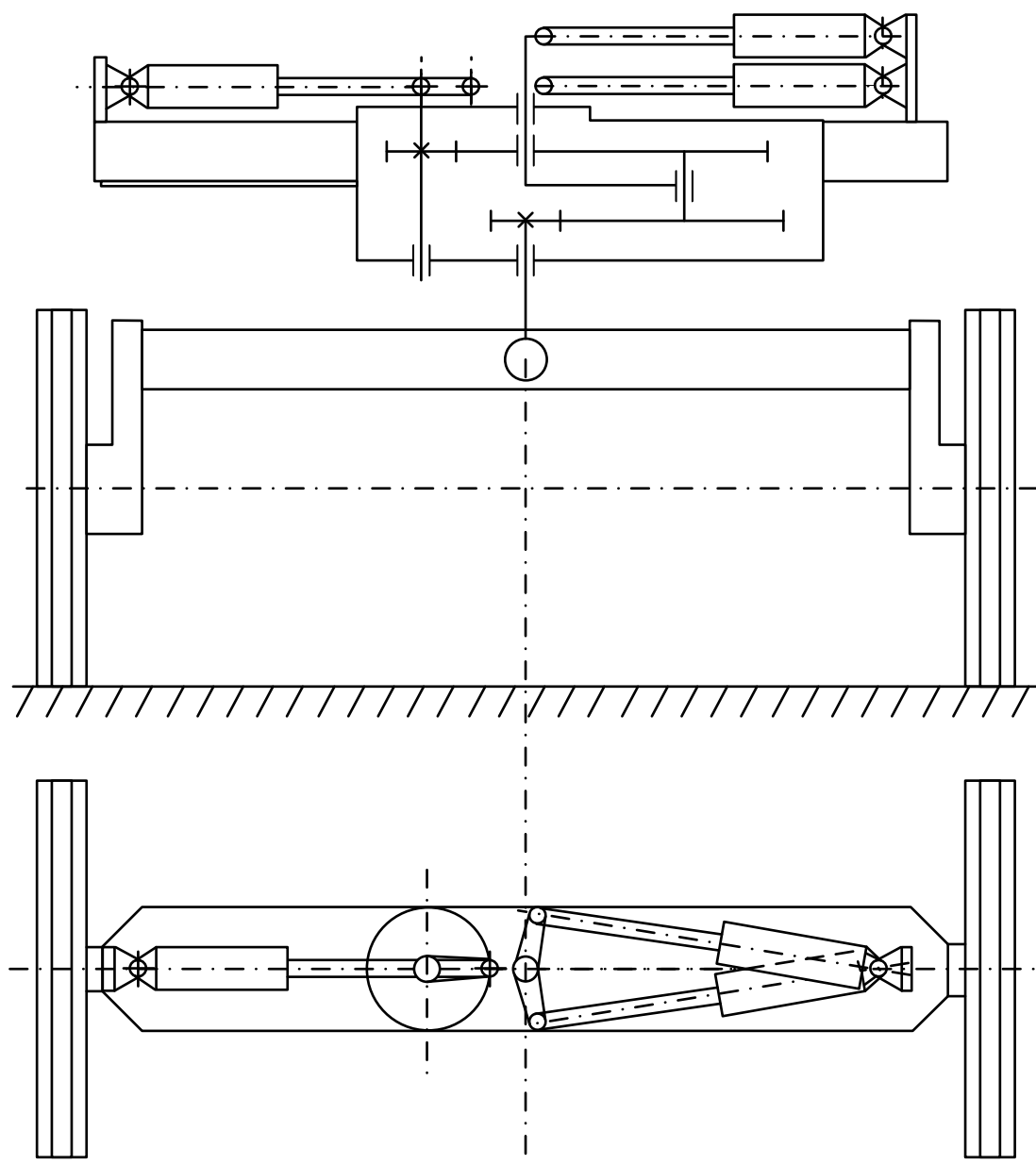


Рисунок 2.10 – Самохідне шасі з планетарним механізмом у приводі поворотного мосту[19]

Таким чином нами розглянуто чотири варіанти виконання тракторного самохідного шасі з поворотним переднім мостом і рамою, що складається при проведенні агрегування.

2.2. Вибір раціональних параметрів рульового приводу перспективного тракторного самохідного шасі

Кермовий привід автомобіля, виконаний у вигляді трапеції, запропонував К. Бенц ще у 1893 році. Застосування кермової трапеції забезпечує близьке до ідеального співвідношення кутів повороту лівого і правого коліс, що дозволило зробити революційний стрибок у розвитку конструкції автомобіля. Однак певну похибку у позиціонуванні напрямних коліс кермова трапеція все такі створює. Вплив кінематичної похибки кермового приводу тракторного самохідного шасі на додаткові витрати енергії при повороті досліджено в роботах [29,30,45].

У зазначених роботах відзначається значне збільшення кінематичної похибки кермового приводу при зміні колії передніх коліс. Зміну колії обумовлено агротехнічними вимогами, що висуваються при виконанні різних технологічних операцій.

Дослідженню керованості тракторних самохідних шасі і колісних тракторів, а також автомобілів присвячені численні роботи [22, 29, 30, 34, 45, 59-67]. У цих роботах значна увага приділена підвищенню керованості колісних машин. Показники цієї експлуатаційної властивості в значній мірі залежать від забезпечення кінематичної точності повороту напрямних коліс. Нажаль, наявність кермової трапеції призводить до збільшення опору руху машини і додаткових енергетичних витрат.

Застосування передньої поворотної (направляючої) осі дозволяє підвищити кінематичну точність повороту колісної машини і знизити непродуктивні витрати енергії двигуна [29, 30, 45].

Здійснення повороту самохідного шасі за рахунок зміни положення переднього моста дозволяє забезпечити «ідеальний» поворот при будь-якій колії передніх коліс. Нами запропонований кермовий привід поворотного моста, який представляє собою важільний механізм, що приводиться у дію силовим гідроциліндром (рис. 2.11).

Керованість самохідного шасі залежить від швидкодії кермового приводу і витрат енергії на здійснення повороту переднього мосту. Коефіцієнт корисної дії кермового приводу, представлено на рис. 2.11, залежить від вибору геометрії його ланок.

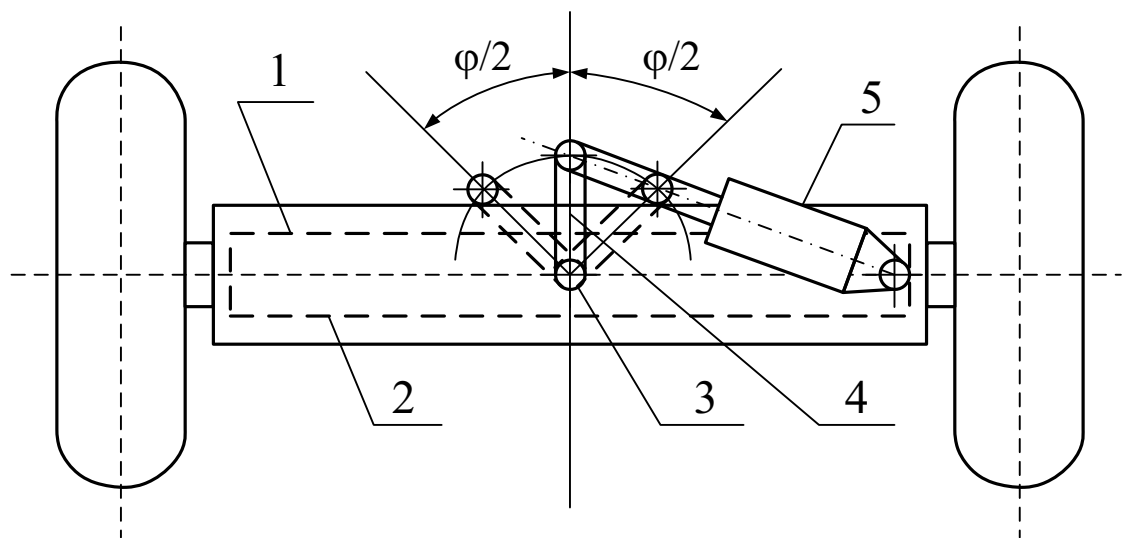


Рисунок 2.11 – Кінематична схема кермового приводу переднього поворотного мосту перспективного тракторного самохідного шасі: 1 – передній поворотний міст; 2 – передній брус рами; 3 – вертикальний вал приводу поворотного моста; 4 – поворотний важіль; 5 – силовий циліндр; γ - максимальний кут повороту переднього мосту.

2.2.1. Визначення взаємозв'язків між геометричними параметрами рульового приводу і кутом повороту направляючого мосту. Геометричні параметри розглянутого рульового приводу при поточному і крайніх положеннях поворотного важеля представлені на рис. 2.12.

знаходимо

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{\cos(\alpha - \beta_0)}{\frac{R}{A} + \sin(\alpha - \beta_0)} \quad (2.10)$$

або

$$\Theta = \operatorname{arctg} \frac{\cos(\alpha - \beta_0)}{\frac{R}{A} + \sin(\alpha - \beta_0)}. \quad (2.11)$$

Початкове значення кута Θ (при $\alpha = 0$)

$$\Theta = \Theta_0 = \operatorname{arctg} \frac{\cos \beta_0}{\frac{R}{A} - \sin \beta_0}. \quad (2.12)$$

Значення кута Θ при крайніх положеннях ($\alpha = \frac{\gamma}{2}$ або $\alpha = -\frac{\gamma}{2}$)

поворотного важеля

$$\Theta_1 = \operatorname{arctg} \frac{\cos\left(\frac{\gamma}{2} - \beta_0\right)}{\frac{R}{A} + \sin\left(\frac{\gamma}{2} - \beta_0\right)} - \text{при } \alpha = \frac{\gamma}{2}; \quad (2.13)$$

$$\Theta_2 = \operatorname{arctg} \frac{\cos\left(\frac{\gamma}{2} + \beta_0\right)}{\frac{R}{A} - \sin\left(\frac{\gamma}{2} + \beta_0\right)} - \text{при } \alpha = -\frac{\gamma}{2}. \quad (2.14)$$

Поточне значення відстані між точками кріплення силового гідроциліндра

$$h = A \frac{\cos(\alpha - \beta_0)}{\sin \Theta} \sqrt{\cos^2(\alpha - \beta_0) + \left[\frac{R}{A} + \sin(\alpha - \beta_0) \right]^2}. \quad (2.15)$$

Початкова при $(\alpha = 0)$ відстань між точками кріплення силового гідроциліндра

$$h_0 = A \sqrt{\cos^2 \beta_0 + \left(\frac{R}{A} - \sin \beta_0 \right)^2}. \quad (2.16)$$

При крайньому розташуванні точок кріплення силового гідроциліндра

$$h_{\text{лів}} = A \sqrt{\cos^2 \left(\frac{\gamma}{2} - \beta_0 \right) + \left[\frac{R}{A} + \sin \left(\frac{\gamma}{2} - \beta_0 \right) \right]^2} - \text{ при } \alpha = \frac{\gamma}{2}; \quad (2.17)$$

$$h_{\text{прав}} = A \sqrt{\cos^2 \left(\frac{\gamma}{2} + \beta_0 \right) + \left[\frac{A}{R} - \sin \left(\frac{\gamma}{2} + \beta_0 \right) \right]^2} - \text{ при } \alpha = -\frac{\gamma}{2}. \quad (2.18)$$

З виразу 2.10 знаходимо

$$\sin \Theta = \frac{\cos^2(\alpha - \beta_0)}{\sqrt{\cos^2(\alpha - \beta_0) + \left[\frac{R}{A} + \sin(\alpha - \beta_0) \right]^2}}, \quad (2.19)$$

а також

$$\cos \Theta = \frac{\sin \Theta}{\operatorname{tg} \Theta} = \frac{\frac{R}{A} + \sin(\alpha - \beta_0)}{\sqrt{\cos^2(\alpha - \beta_0) + \left[\frac{R}{A} + \sin(\alpha - \beta_0) \right]^2}}. \quad (2.20)$$

Крутний момент $M_{пов}$, який створюється силовим гідроциліндром дорівнює моменту $M_{оп}$ опору повороту мосту

$$M_{пов} = M_{оп} = P_{ум} \cdot R \frac{\cos(\alpha - \beta_0)}{\sqrt{\cos^2(\alpha - \beta_0) + \left[\frac{R}{A} + \sin(\alpha - \beta_0) \right]^2}}, \quad (2.21)$$

де $P_{ум}$ - зусилля на штоку гідроциліндра.

Припустимо, що момент опору повороту переднього моста величина постійна. Це означає, що при повороті важеля змінюється зусилля на штоку гідроциліндра. Закон зміни зазначеного зусилля визначимо з рівняння (2.21)

$$P_{ум} = \frac{M_{оп}}{2 \cdot \sin \Theta} = \frac{M_{оп}}{R} \sqrt{1 + \left[\frac{\frac{R}{A} + \sin(\alpha - \beta_0)}{\cos(\alpha - \beta_0)} \right]^2}. \quad (2.22)$$

2.2.2. Вибір раціонального початкового кута встановлення поворотного важеля. Коефіцієнт корисної дії кермового приводу визначається втратами енергії на тертя в шарнірі, що з'єднує поворотний важіль зі штоком силового гідроциліндра. Вертикальний вал 3 (див. рис. 2.11) приводу поворотного мосту, встановлений на підшипниках кочення, втрати в яких постійні і незначні в порівнянні з втратами в сполучному шарнірі. Зазначеними втратами можна знехтувати.

Робота сил тертя у сполучному шарнірі

$$A_{тер}^{лів} = 2 \int_{\Theta_0}^{\Theta_1} M_{тер} \cdot d\Theta = 2 \int_{\Theta_0}^{\Theta_1} P_{ум} \cdot \mu \cdot \frac{d_{ум}}{2} d\Theta \quad - \text{при повороті вліво}; \quad (2.23)$$

$$A_{тер}^{прав} = 2 \int_{\Theta_0}^{\Theta_2} M_{тер} \cdot d\Theta = 2 \int_{\Theta_0}^{\Theta_2} P_{ш} \cdot \mu \cdot \frac{d_{ш}}{2} d\Theta \quad - \text{при повороті вправо}, \quad (2.24)$$

де M - коефіцієнт тертя в кінематичній парі;

$d_{ш}$ - діаметр шарніра.

Після підстановки рівняння (2.22) у вираз (2.23) та (2.24), отримаємо

$$A_{тер}^{лів} = \frac{M_{оп} \cdot \mu \cdot d_{ш}}{R} \int_{\Theta_0}^{\Theta_1} \cos ec \Theta d\Theta = \frac{M_{оп} \cdot \mu \cdot d_{ш}}{R} \left| \ln \left| tg \frac{\Theta_1}{2} \right| - \ln \left| tg \frac{\Theta_0}{2} \right| \right|; \quad (2.25)$$

$$A_{тер}^{прав} = \frac{M_{оп} \cdot \mu \cdot d_{ш}}{R} \int_{\Theta_0}^{\Theta_2} \cos ec \Theta d\Theta = \frac{M_{оп} \cdot \mu \cdot d_{ш}}{R} \left| \ln \left| tg \frac{\Theta_2}{2} \right| - \ln \left| tg \frac{\Theta_0}{2} \right| \right|. \quad (2.26)$$

У рівняннях (2.25) та (2.26) знаки абсолютної величини введені з метою запобігання отримання негативної роботи.

Корисна робота, що здійснюється при повороті переднього мосту

$$A_{кор} = 2 \int_0^{\gamma/2} M_{оп} d\alpha = M_{оп} \cdot \gamma. \quad (2.27)$$

Цикловий коефіцієнт втрат на тертя в кермовому механізмі

$$\left(\psi_{тер}^{лів} \right)_{цикл} = \frac{A_{тер}^{лів}}{A_{пол}} = \frac{\mu \cdot d_{ш}}{R \cdot \gamma} \left| \ln \left| tg \frac{\Theta_1}{2} \right| - \ln \left| tg \frac{\Theta_0}{2} \right| \right|; \quad (2.28)$$

$$\left(\psi_{тер}^{прав} \right)_{цикл} = \frac{A_{тер}^{прав}}{A_{пол}} = \frac{\mu \cdot d_{ш}}{R \cdot \gamma} \left| \ln \left| tg \frac{\Theta_2}{2} \right| - \ln \left| tg \frac{\Theta_0}{2} \right| \right|. \quad (2.29)$$

З урахуванням співвідношень (2.13) та (2.14) вирази (2.28) та (2.29) приймуть вигляд

$$\left(\psi_{тер}^{лів}\right)_{цикл} = \frac{\mu \cdot d_{ш}}{R \cdot \gamma} \left| \ln \left| \operatorname{tg} \left[0,5 \operatorname{arctg} \frac{\cos \left(\frac{\gamma}{2} - \beta_0 \right)}{\frac{R}{A} + \sin \left(\frac{\gamma}{2} - \beta_0 \right)} \right] \right| - \ln \left| \operatorname{tg} \left[0,5 \operatorname{arctg} \frac{\cos \beta_0}{\frac{R}{A} - \sin \beta_0} \right] \right| \right|; \quad (2.30)$$

$$\left(\psi_{тер}^{прав}\right)_{цикл} = \frac{\mu \cdot d_{ш}}{R \cdot \gamma} \left| \ln \left| \operatorname{tg} \left[0,5 \operatorname{arctg} \frac{\cos \left(\frac{\gamma}{2} + \beta_0 \right)}{\frac{R}{A} - \sin \left(\frac{\gamma}{2} + \beta_0 \right)} \right] \right| \right|. \quad (2.31)$$

На рис. 2.13 наведено графіки залежності циклового коефіцієнта втрат на тертя кермового приводу від кута β_0 установки поворотного важеля. Розрахунки виконані для перспективного тракторного самохідного шасі.

Аналіз графіків, які наведено на рис. 2.13, дозволяє зробити наступні висновки:

- при повороті вліво найменше значення циклового коефіцієнта втрат забезпечується при $\beta_0 = 0^\circ$, а при повороті вправо – при $\beta_0 = 60^\circ$;
- оскільки поворот вправо здійснюється зусиллям, створюваним в штоковій порожнині гідроциліндра при більшому, ніж в безштоковій порожнині тиску рідини, то вибір кута установки β_0 потрібно здійснювати за умовою отримання $\left[\left(\psi_{тер}^{лів}\right)_{цикл}\right]_{\min}$;
- максимальні значення циклового коефіцієнту втрат на тертя у кермовому приводі можуть досягати (при різних варіантах початкової установки поворотного важеля) 4,3% - при повороті вліво і 1,8% - при повороті вправо;
- мінімальні значення циклового коефіцієнта втрат на тертя складають при повороті вліво – 0,36% та при повороті вправо – 0,14%.

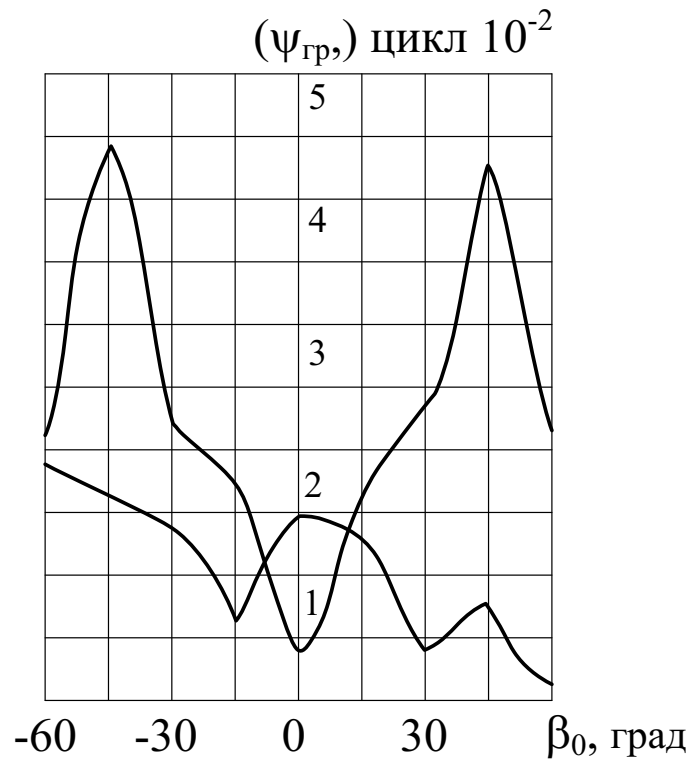


Рисунок 2.13 – Залежність циклового коефіцієнта втрат на тертя

кермового приводу при $\frac{A}{R} = 0,275$; $\gamma = 40^\circ$; $d_{ш} = 30\text{мм}$; $R = 165\text{мм}$;

$$\mu = 0,15$$

Таким чином, раціональною є величина $\beta_0 = 30^\circ$ (напрям кута β_0 позитивний з годинниковою стрілкою – див. рис. 2.12). В цьому випадку $(\psi_{тер}^{ліс})_{цикл} = 0,022$ (2,2%) та $(\psi_{тер}^{прав})_{цикл} = 0,0035$ (0,35%).

Якщо використовувати два силові гідроциліндри (див. рис. 2.14), розташованих симетричного щодо переднього бруса самохідного шасі і двоплечого важеля, то ми отримаємо $(\psi_{тер}^{ліс})_{цикл} = (\psi_{тер}^{прав})_{цикл}$.

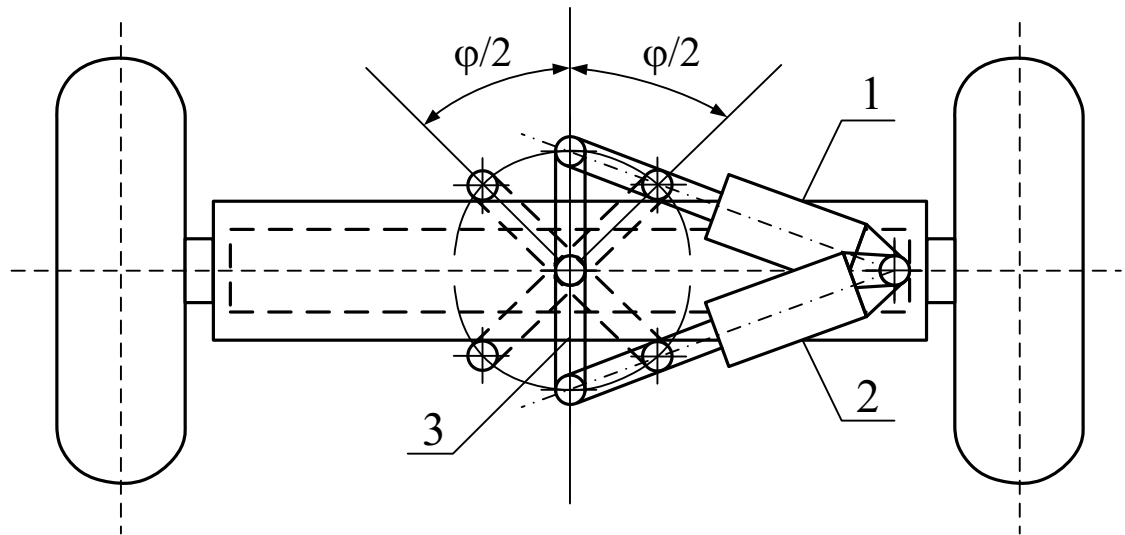


Рисунок 2.14 – Кінематична схема кермового приводу з двома силовими гідроциліндрами 1 і 2 (3 – друге плече поворотного важеля)

Зусилля буде створюватися тільки у безштокових порожнинах силових гідроциліндрів, як при повороті вправо, так і при повороті вліво. Цикловий коефіцієнт втрат, як для повороту вліво, так і для повороту вправо буде визначатися залежністю (2.30) (крива 1 на рис. 2.13). Кут початкової установки поворотного важеля в цьому випадку буде $\beta_0 = 0$, що відповідає його положенню на рис. 2.14.

Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- розроблений метод теоретичного аналізу дозволив здійснити вибір раціонального кута початкової установки поворотного важеля кермового приводу перспективного тракторного самохідного шасі, який становить $\beta_0 = 30^\circ$ (позитивний напрям за годинниковою стрілкою);
- максимальні величини циклового коефіцієнта витрат на тертя в кермовому приводі можуть досягати 4,3%, а при обраному значенні кута початкової установки поворотного важеля ці втрати зменшуються і становлять:
 - при повороті вліво – 2,2%;
 - при повороті вправо – 0,35%.

Застосування кермового приводу з двома силовими гідроциліндрами дозволяє вирівняти робочий тиск рідини при повороті вправо і вліво, зменшити циклові втрати на тертя до 0,36% при куті початкової установки поворотного двоплечого важеля $\beta_0 = 0$.

2.3 Оцінка легкості керування переднім поворотним мостом перспективного тракторного самохідного шасі

У відомій класичній літературі, яка присвячена теорії, конструюванню та розрахунку колісних тракторів, не розглянуто питання кінематики та динаміки здійснення маневру за рахунок використання поворотного (напрямого) мосту. У дослідженнях [29, 30, 45, 67] детально розглянуто кінематику та динаміку повороту колісних тракторів з рульовою трапецією, яка дозволяє повертати колеса передньої осі на різні кути. Окремо розглянуті питання повороту колісних тракторів з одним переднім напрямним колесом, прикладом яких є триколісні трактори МТЗ-80Х та Т-28Х4М Ташкентського тракторного заводу.

Необхідність використання переднього поворотного мосту для механізованого навісу устаткування до простору між осями самохідного шасі обґрунтовано в роботі [22].

Запропоновані в роботі [22] технічні рішення, які захищено свідоцтвом на винахід, можуть бути реалізовані тільки при механічному рульовому управлінні тракторного самохідного шасі. Поява гідравлічного рульового управління колісних тракторів та самохідних шасі не дозволяє здійснювати поворот мосту при механізованому навісі устаткування через наявність традиційної рульової трапеції з силовим гідроциліндром. В такому випадку доцільно використовувати механізм повороту переднього мосту не тільки для навісу устаткування та механізмів (навісного обладнання), а також- і для зміни напрямку руху самохідного шасі. Тим більше, що взаємне розташування рами та балансиру переднього мосту дозволяє це зробити.

2.3.1 Поворот чотириколісної машини з переднім ведучим поворотним мостом [29, 30, 45]. На рис. 2.15 надано схему сил, які діють на колісну машину з переднім ведучим мостом при повороті вказаним способом [29, 30, 45]. Керованість та стійкість автомобіля та тракторів при повороті визначається силами (реакціями), які діють в контактів коліс з дорогою. В роботах [29, 30, 45] визначені дотичні та бокові реакції дороги на колесах при поворотному (напрямному) мості автомобіля чи трактора. Ці вирази мають вигляд

$$R_{\delta_2} = m_T \left[\begin{aligned} & \operatorname{tg} \alpha \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \frac{dV_{xi}}{dt} + V_{xi}^2 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{L} \cdot \frac{a}{L} \left(1 - f \frac{h}{a} \right) t + \\ & + V_{xi} \frac{a \cdot b - i_z^2 - f \cdot h \cdot b}{L^2 \cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \end{aligned} \right]; \quad (2.32)$$

$$R_{\delta_1} = m_T \sec \alpha \left[\begin{aligned} & \operatorname{tg} \alpha \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \frac{dV_{xi}}{dt} + V_{xi}^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{b}{L^2} \left(1 + f \frac{h}{b} \right) + \\ & + V_{xi} \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2 \cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \end{aligned} \right] - R_{k_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (2.33)$$

$$R_{k_2} + \frac{R_{k_1}}{\cos \alpha} = m_T \left[\begin{aligned} & \left(1 + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha \right) \left(\frac{dV_{xi}}{dt} \operatorname{tg} \alpha + \frac{d\alpha}{dt} \cdot \frac{V_{xi}}{\cos^2 \alpha} \right) \times \\ & \times \operatorname{ctg} \alpha + V_{xi}^2 \cdot \frac{h}{L^2} f \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \end{aligned} \right], \quad (2.34)$$

де R_{δ_1} , R_{δ_2} - сумарні бокові реакції дороги на колеса передньої та задньої осі, відповідно;

R_{k_1} , R_{k_2} - сумарні дотичні реакції дороги на колеса передньої та задньої осі машини;

m_T - маса трактора;

α - кут повороту передньої осі;

Однак, у відомих дослідженнях, які присвячено динаміці автомобілів та тракторів з поворотним переднім балансирним мостом, не розглянуто зусилля опору повороту мосту та не визначені витрати енергії на керування поворотом.

На рис. 2.16 надано схему повороту переднього напрямного мосту при установці на тракторне самохідне шасі. Для повороту переднього мосту 1 використовується силовий гідроциліндр 3 через важіль 2 та вертикальний вал.

Схема сил, які діють на балансирне підвішений ведучий поворотний передній міст надано на рис. 2.17. Момент опору повороту самохідного шасі у горизонтальній площині може бути визначено як

$$M_{оп} = (R''_{x1} - R'_{x1}) \frac{B}{2} = \varphi \frac{B}{2} (R''_{z1} - R'_{z1}) , \quad (2.35)$$

де f – коефіцієнт опору кочення коліс .

Нормальні реакції на колесах внутрішнього та зовнішнього бортів

$$R'_{z1} = \frac{P_{z1}}{2} - P_{\delta 1} \cdot \frac{h_0}{B} ; \quad (2.36)$$

$$R''_{z1} = \frac{P_{z1}}{2} + P_{\delta 1} \cdot \frac{h_0}{B} , \quad (2.37)$$

де h_0 - відстань від опорної поверхні до осі балансиру (див. рис. 2.17).

Після підстановки виразів (2.36) та (2.37) до виразу (2.35), отримаємо

$$M_{оп} = \varphi \cdot h_0 \cdot P_{\delta 1} . \quad (2.38)$$

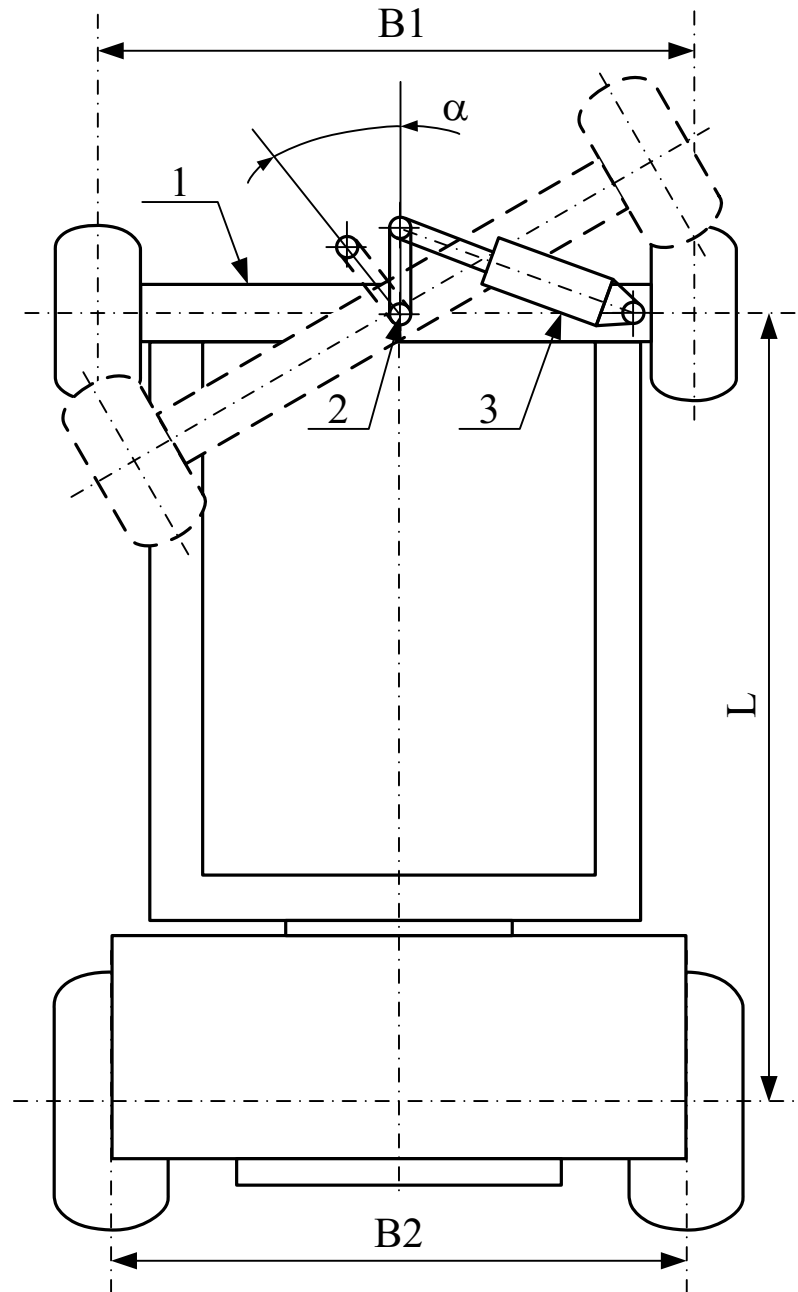


Рисунок 2.16 – Схема повороту переднього балансирного мосту на перспективному тракторному самохідному шасі: 1 – поворотний міст; 2 – важіль; 3 – гідроциліндр

Аналіз рівняння (2.38) показує, що момент опору повороту переднього мосту збільшується зі збільшенням параметрів h_0 та $P_{ц1}$, а також – коефіцієнту опору кочення коліс.

Очевидно, що

$$P_{\delta 1} = R'_{\delta 1} + R''_{\delta 1} = R_{\delta 1} . \quad (2.39)$$

Після підстановки до рівняння (2.38) виразу (2.33) для $R_{\delta 1}$ отримаємо

$$M_{оп} = \varphi \cdot h_0 \left\{ m_T \sec \alpha \left[\begin{aligned} & \operatorname{tg} \alpha \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \cdot \frac{dV_{xi}}{dt} + V_{xi}^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \times \\ & \times \frac{b}{L^2} \left(1 + f \frac{h}{b} \right) + V_{xi} \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2 \cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \end{aligned} \right] - R_{k1} \operatorname{tg} \alpha \right\} . \quad (2.40)$$

Припустимо, що на передніх ведучих колесах реалізується гранична за зчепленням дотична реакція дороги, яка в цьому випадку буде дорівнювати

$$R_{k1} = R'_{k1} + R''_{k1} = f \cdot P_{z1} = \varphi \cdot m_T \cdot g \cdot \frac{b}{L} , \quad (2.41)$$

де g - прискорення вільного падіння.

В рівнянні (2.40)

$$\frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \left(\operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{dV_{xi}}{dt} + \frac{V_{xi}}{\cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right) = \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} , \quad (2.42)$$

де $\frac{d\omega_z}{dt}$ - кутове прискорення трактору в площині дороги, що є показником керованості [31,32].

Вираз

$$V_{xi}^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{b}{L^2} \left(1 + f \frac{h}{b} \right) , \quad (2.43)$$

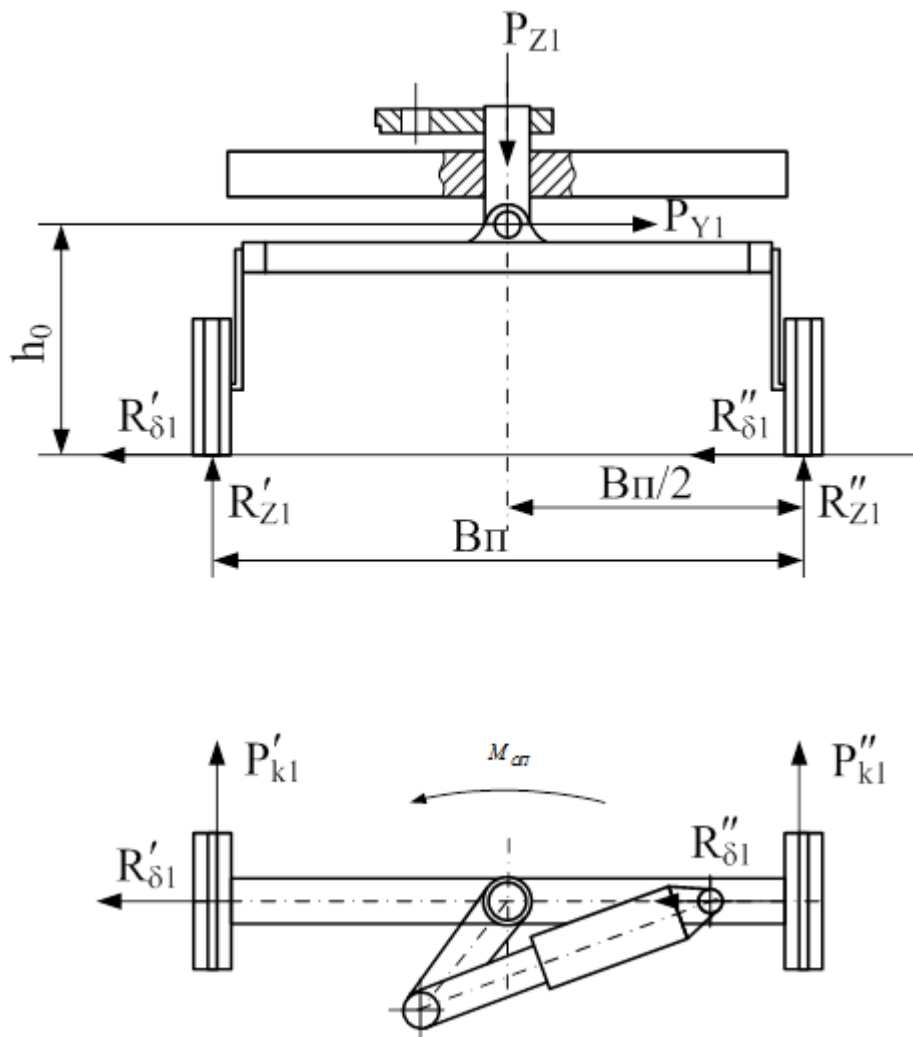


Рисунок 2.17 – Схема сил, які діють на передній поворотний міст самохідного шасі

що входить до рівняння (2.40) з врахуванням відомого [29, 30, 45] співвідношення

$$\omega_z = \frac{V_{x1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L}, \quad (2.44)$$

має вигляд

$$\frac{\omega_z^2 (b + f \cdot h)}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (2.45)$$

де ω_z - кутова швидкість трактору в площині дороги, що є показником повертаємості колісної машини [32,33].

Після підстановки виразів (2.41), (2.42) та (2.45) до рівняння (2.40) отримаємо

$$M_{оп} = m_T \cdot \varphi \cdot h_0 \left\{ \sec \alpha \left[\frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} + \omega_z^2 \frac{b + fh}{\operatorname{tg} \alpha} \right] + \varphi_g \frac{b}{L} \operatorname{tg} \alpha \right\}. \quad (2.46)$$

При вході до повороту та в початковий момент часу $t=0$, $\omega_z=0$ та $\alpha=0$ вираз (2.46) матиме вигляд

$$M_{оп} = m_T \cdot \varphi \cdot h_0 \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L} \cdot \frac{d\omega_z}{dt}. \quad (2.47)$$

При сталому повороті ($\alpha = \text{const}$, $\omega_z = \text{const}$, $\frac{d\omega_z}{dt} = 0$)

$$M_{оп} = m_T \cdot \varphi \cdot h_0 \left(\omega_z^2 \frac{b + fh}{\sin \alpha} - \varphi_g \frac{b}{L} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1} \right). \quad (2.48)$$

З рівняння (2.47) видно, що при вході до повороту (в початковий момент часу) момент опору $M_{оп}$ пропорційний кутовому прискоренню $\frac{d\omega_z}{dt}$ в площині дороги.

З рівняння (2.48) видно, що в процесі повороту, який встановився, $M_{оп} = 0$ у випадку виконання умови

$$\omega_z^2 \frac{b + fh}{\sin \alpha} - \varphi_g \frac{b}{L} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1} = 0. \quad (2.49)$$

Після підстановки виразу (2.44) до співвідношення (2.49) та проведення перетворень, отримаємо

$$V_{xi} = \sqrt{\frac{\varphi g \cdot \operatorname{tg}^3 \alpha \cdot \sin \alpha}{\left(1 + \frac{fh}{b}\right) L^3}}. \quad (2.50)$$

При повороті, який є не сталим, величина $M_{оп} = 0$ за виконанням умови

$$\frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} + \omega_z^2 \cdot \frac{b^2 + f \cdot h}{\operatorname{tg} \alpha} - \varphi g \frac{b}{L} \cdot \sin \alpha = 0. \quad (2.51)$$

Припустимо, що при повороті який не встановився $\alpha = \text{const}$ та зміна кутової швидкості ω_z відбувається за рахунок зміни V_{x1} (див. залежність (2.44)). Диференційне рівняння (2.51) в цьому випадку є рівнянням зі змінними що розділяються

$$\frac{d\omega_z}{\varphi g \frac{b}{L} \sin \alpha - \omega_z^2 \frac{b + f \cdot h}{\operatorname{tg} \alpha}} \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L} = dt. \quad (2.52)$$

Рішення диференційного рівняння (при граничній умові $t = 0$ та $\omega_z = 0$) маємо у вигляді

$$\omega_z = \sqrt{\frac{\varphi \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L \left(1 + \frac{f \cdot h}{b}\right)}} \cdot \frac{\exp \left(\frac{2bL \sqrt{\varphi g \frac{1 + fh/b}{L} \cos \alpha}}{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b} t \right) - 1}{\exp \left(\frac{2bL \sqrt{\varphi g \frac{1 + fh/b}{L} \cos \alpha}}{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b} t \right) + 1}. \quad (2.53)$$

Вираз (2.53) являє собою залежність кутової швидкості повороту самохідного шасі з переднім поворотним та ведучим мостом при реалізації граничної за зчепленням дотичної реакції дороги на передніх колесах і $\alpha = const$. У відповідності з залежністю (2.44) при $\alpha = const$ зміна кутової швидкості ω_z повинна відбуватися за рахунок управління мінімальною швидкістю V_x .

При невикористанні повністю зусилля зчеплення на колесах передньої осі машини вираз (2.53) можна модернізувати

$$\omega_z = \sqrt{\frac{m_x \varphi \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L \left(1 + \frac{f \cdot h}{b}\right)}} \cdot \frac{\exp \left(\frac{2bL \sqrt{m_x \varphi g \frac{1 + fh/b}{L} \cos \alpha}}{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b} t \right) - 1}{\exp \left(\frac{2bL \sqrt{m_x \varphi g \frac{1 + fh/b}{L} \cos \alpha}}{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b} t \right) + 1}, \quad (2.54)$$

де m_x - коефіцієнт використання ваги зчеплення на колесах передньої осі,

$$m_x = \frac{R_{k_1}}{\varphi \cdot R_{z_1}}. \quad (2.55)$$

При повороті, який не встановився з $\alpha = \operatorname{var}$ до рівняння (2.52) необхідно ввести залежність кута повороту мосту α від часу t . Однак, при цьому рішення диференційного рівняння (2.52) стане більш складнішим та буде можливим лише числовим методом.

Вираз (2.53) дозволяє запропонувати алгоритм управління поворотом переднього мосту, за реалізацією якого, момент опору повороту буде дорівнювати нулю. Параметром, який регулюється для отримання $M_{оп} = 0$ є лінійна швидкість трактору V_{x_1} . В початковий момент часу повороту величина $t = 0$ та $\alpha = 0$.

Керувати величиною швидкості V_{x_1} в процесі повороту достатньо важко. Для цього необхідно вводити управління ефективною потужністю двигуна.

З врахуванням співвідношення (2.44) рівняння (2.53) перетворюється до вигляду

$$V_{x_1} = \sqrt{\frac{\varphi \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L^3 \left(1 + \frac{f \cdot h}{b}\right)}} \cdot \frac{\exp \left[\frac{2bL \sqrt{\varphi g \frac{1 + fh/b \cos \alpha}{L}}}{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b} t \right] - 1}{\exp \left[\frac{2bL \sqrt{\varphi g \frac{1 + fh/b}{L}}}{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b} t \right] + 1}. \quad (2.56)$$

Вираз (2.53) визначає взаємозв'язок лінійної швидкості руху трактору з часом при $\alpha = \text{const}$ у стадії повороту, яка не встановилася (при цьому слід пам'ятати що $\alpha > 0$).

Зручніше за все здійснювати управління за рахунок регулювання кутової швидкості повороту мосту $d\alpha/dt = \dot{\alpha}$. Для вирішення вказаного завдання визначимо кутове прискорення трактору з рівняння (2.51)

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\varphi \cdot g \cdot \frac{b}{L} \sin \alpha - \omega_z^2 \cdot \frac{b + f \cdot h}{\operatorname{tg} \alpha}}{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b} \cdot L. \quad (2.57)$$

Перетворюючи вираз (2.51) з врахуванням співвідношень (2.42) та (2.44), остаточно отримаємо

$$\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\sin 2\alpha}{2V_{x_1}} \left[\frac{\varphi g b L \cos \alpha - V_{x_1}^2 (b + fh)}{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b} - \frac{dV_{x_1}}{dt} \right]. \quad (2.58)$$

Лінійне прискорення самохідного шасі (див. рис. 2.15)

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} = \frac{R_{k_1} + R_{k_1} / \cos \alpha}{m_T}. \quad (2.59)$$

Для передніх ведучих коліс

$$\frac{R_{k_1}}{\cos \alpha} = \frac{\varphi R_{z_1}}{\cos \alpha}. \quad (2.60)$$

Таким чином, використовуючи рівняння (2.34), після перетворень отримаємо

$$\frac{dV_{x_1}}{dt} = - \frac{(L^2 ctg^2 \alpha + b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b) \frac{2V_{x_1}}{\sin 2\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} + V_{x_1}^2 fh}{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}. \quad (2.61)$$

Знак «мінус» перед правою частиною рівняння (2.61) означає, що відбувається гальмування машини. Після підстановки рівняння (2.61) до виразу (2.58) остаточно отримаємо

$$\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{b \cdot \sin 2\alpha}{2L^2} \cdot tg^2 \alpha \cdot \left(V_{x_1} - \frac{g\varphi L}{V_{x_1}} \cos \alpha \right). \quad (2.62)$$

Поворот при $M_{оп} = 0$ реалізується при

$$V_{x_1} - \frac{g\varphi L}{V_{x_1}} \cos \alpha > 0, \quad (2.63)$$

або

$$V_{x_1} > \sqrt{Lgf \cos \alpha}. \quad (2.64)$$

З нерівності (2.64) видно, що його права частина має максимальне значення при значенні $\alpha = 0$. Це показує, що умовою можливості заходу до повороту при забезпеченні $M_{оп} > 0$ є наступне:

$$V_{x_1} > \sqrt{Lg\varphi}. \quad (2.65)$$

Очевидно, що чим більша база самохідного шасі L та коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою φ , тим вища мінімально припустима швидкість (права частина нерівності (2.65)) при вході самохідного шасі до повороту і $M_{оп} = 0$.

В таблиці 2.1 з використанням даних, які наведено в роботі [29, 30], визначено мінімальну швидкість трактору для входу до повороту при $M_{оп} = 0$.

Аналіз результатів розрахунку, наведених в таблиці 2.1, показує, що поворот при $M_{оп} = 0$ можливий лише на транспортних операціях. На технологічних операціях ($V_{x_1} = 5-13 \text{ км/год}$) необхідно розраховувати кермове управління та кермовий привод з використанням залежності (2.47) та (2.48) при максимальних значеннях ω_z та $\frac{d\omega_z}{dt}$.

На транспортній операціях самохідне шасі (при $V_{x_1} > 15 \text{ км/год}$) можливо використовувати автоматичні пристрої, алгоритм праці яких визначається залежністю (2.62).

Таблиця 2.1 – Мінімальна швидкість самохідного шасі з переднім ведучим мостом при вході до повороту та забезпечення $M_{оп} = 0$ на різних типах шляху ($L = 2,75 м$)

Тип шляху	Коефіцієнт щеплення φ	Мінімальна швидкість при вході до повороту, $V_{x_{\min}}$ м/с, (км/год)
Суха ґрунтова дорога	0,7	4,346 (15,644)
Цілина та щільний поклад	0,8	4,646 (16,724)
Поклад 2-3 роки, скошений луг	0,7	4,346 (15,644)
Стерня	0,7	4,346 (15,644)
Оране поле	0,6	4,023 (14,483)
Поле без посіву	0,5	3,672 (13,221)
Снігова прикатана дорога	0,35	3,072 (11,062)

Автоматична система повинна включати до себе давачі куту повороту переднього напрямного мосту та швидкості руху самохідного шасі. Інші параметри, включно з коефіцієнтом опору коченню, можуть бути введені до пам'яті бортового комп'ютера.

При швидкостях $V_{x_1} \ll \sqrt{Lg\varphi}$ необхідно розглянути умови отримання $M_{оп} = 0$.

Для цього необхідно при повороті збільшити тягову силу на ведучих колесах

$$\Delta \triangle R_{k_2} = m_T \cdot a_T, \quad (2.66)$$

де a_T - парціальне прискорення трактору від сили $\Delta \triangle R_{k_2}$

В цьому випадку рівняння (2.58) матиме вигляд

$$\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\sin 2\alpha}{2V_{x_1}} \left[\frac{\varphi g b L \cos \alpha - V_{x_1} (b + fh)}{b^2 + i_z^2 + fhb} - \frac{dV_{x_1}}{dt} - a_T \right]. \quad (2.67)$$

Підставляючи (2.61) до (2.67) і після перетворень, отримаємо

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{\sin 2\alpha \cdot tg^2 \alpha}{2L^2 \cdot V_{x_1}} \left[b(V_{x_1}^2 - \varphi g L \cos \alpha) + a_t (b^2 + i_z^2 + fhb) \right]. \quad (2.68)$$

Умовою можливості повороту при $M_{оп} = 0$ буде $d\alpha/dt > 0$, це можливо при

$$a_T < \frac{(\varphi g L \cos \alpha - V_{x_1}^2) b}{b^2 + i_z^2 + fhb}. \quad (2.69)$$

Можливість входу до повороту (при $\alpha = 0$)

$$a_T < \frac{(\varphi g L - V_{x_1}^2) b}{b^2 + i_z^2 + fhb}. \quad (2.70)$$

Мінімально прискорення при $\alpha = \alpha_{\max} = \frac{\gamma}{2}$

$$a_{T_{\min}} < \frac{\left(\varphi g L \cos \frac{\gamma}{2} - V_{x_1}^2 \right) b}{b^2 + i_z^2 + fhb}. \quad (2.71)$$

При $V_{x_1} = \sqrt{\varphi g L \cos \alpha}$ величина $a_T = 0$.

При $a_T = -\frac{dV_{x_1}}{dt}$ рівняння (2.67) матиме вигляд

$$\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{b \sin 2\alpha}{2V_{x_1}} \left[\frac{\varphi g L \cos \alpha - V_{x_1} \left(1 + f \frac{h}{b} \right)}{b^2 + i_z^2 + f h b} - \frac{dV_{x_1}}{dt} \right]. \quad (2.72)$$

Умовою можливості повороту при $M_{оп} = 0$ буде

$$V_{x_1} < \sqrt{\frac{\varphi g L \cos \alpha}{1 + f \frac{h}{b}}}. \quad (2.73)$$

Таким чином, $V_{x_{1\min}}$ в цьому випадку буде менше.

Рівняння (2.71) справедливо при

$$V_{x_1} < \sqrt{\varphi g L \cos \alpha}. \quad (2.74)$$

Таким чином, створення додаткової тягової сили $\Delta R_{K_2} = m_T \cdot a_T$ дозволяє забезпечити поворот самохідного шасі за усім діапазоном його швидкостей руху.

Відповідно, підставляючи (2.69) до (2.66), отримаємо

$$\Delta R_{K_2} < \frac{b \left(f g L \cos \alpha - V_{x_1}^2 \right)}{b^2 + i_z^2 + f h b} \cdot m_T. \quad (2.75)$$

2.3.2 Поворот чотириколійної машини з переднім веденим поворотним мостом. У випадку, який розглядається рівняння (2.38) прийме вигляд

$$M_{оп} = f \cdot h_0 \cdot P \delta_1. \quad (2.76)$$

При передньому веденому мості рівняння (2.33) слід записати наступним чином:

$$R_{\delta_1} = m_T \sec \alpha \left[\frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{dV_{x1}}{dt} + V_{x1} \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2 \cos^2 \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} + \right. \\ \left. V_{x1}^2 \operatorname{tg} \alpha \frac{b}{L^2} \left(1 + f \frac{h}{b} \right) \right] + R_{k_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.77)$$

де R_{k_1} - сумарна дотична реакція дороги на передніх ведених колесах машини,

$$R_{k_1} = m_T f \frac{b}{L}. \quad (2.78)$$

Після підставляння виразу (2.77) до (2.76) та врахування (2.78) і (2.42)

$$M_{on} = m_T f h_0 \left\{ \sec \alpha \left(\frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} + \omega_z^2 \frac{b + fh}{\operatorname{tg} \alpha} \right) + \operatorname{tg} \frac{b}{L} \operatorname{tg} \alpha \right\}. \quad (2.79)$$

В початковий момент входу до повороту $t=0$; $\omega_z=0$ та $\alpha=0$. В цьому випадку

$$M_{on} = m_T f h_0 \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L} \cdot \frac{d\omega_z}{dt}. \quad (2.80)$$

Вираз (2.80) відрізняється від (2.47) тим, що до нього замість параметру φ входить параметр f . Оскільки $f < \varphi$, то при вході до повороту (в початковий момент часу $t=0$) момент опору при передніх ведених колесах буде менше, чим при ведучих передніх колесах.

При сталому повороті ($\alpha = \text{const}$, $\omega_z = \text{const}$, $\frac{d\omega_z}{dt} = 0$)

$$M_{оп} = m_T f h_0 \left(\omega_z^2 \frac{b + fh}{\sin \alpha} + fg \frac{b}{L} \operatorname{tg} \alpha \right) = m_T f h_0 b \left(\omega_z^2 \frac{1 + f \frac{h}{b}}{\sin \alpha} + \frac{fg}{L} \operatorname{tg} \alpha \right), \quad (2.81)$$

Умови отримання $M_{оп} = 0$ знаходимо з рівняння (2.79) при нулі виразу у скобках

$$\sec \alpha \left(\frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L} \cdot \frac{d\omega_z}{dt} + \omega_z^2 \frac{b + fh}{\operatorname{tg} \alpha} \right) + fg \frac{b}{L} \operatorname{tg} \alpha = 0. \quad (2.82)$$

З виразу (2.82) знаходимо кутове прискорення машини

$$\frac{d\omega_z}{dt} = -L \cos \alpha \frac{\omega_z^2 \frac{b + fh}{\sin \alpha} + fg \frac{b}{L} \operatorname{tg} \alpha}{b^2 + i_z^2 + fhb}. \quad (2.83)$$

Аналіз рівняння (2.83) показує, що при передніх ведених колесах отримати $M_{оп} = 0$ при вході машини до повороту неможливо, оскільки треба створенні від'ємного кутового прискорення.

Таким режим можна реалізувати при виході машини з повороту, при якому створюються від'ємні величини прискорення. Перетворивши ліву частину рівняння (2.83) з врахуванням співвідношення (2.43), отримаємо

$$\frac{d\alpha}{dt} \sec^2 \alpha V_{x1} \frac{1}{L} + \frac{1}{L} \operatorname{tg} \alpha \frac{dV_{x1}}{dt} = -L \cos \alpha \frac{\omega_z^2 \frac{b + fh}{\sin \alpha} + fg \frac{b}{L} \operatorname{tg} \alpha}{b^2 + i_z^2 + fhb}. \quad (2.84)$$

З виразу (2.84) знаходимо (з врахуванням (2.44))

$$\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt} = -\frac{\sin 2\alpha}{2V_{x1}} \left[\frac{dV_{x1}}{dt} + \frac{V_{x1}^2 (b + fh) + fgbL \cos \alpha}{b^2 + i_z^2 + fhb} \right]. \quad (2.85)$$

Таким чином, вираз (2.85) дозволяє розробити алгоритм управління поворотом переднього мосту з веденими колесами при виході з повороту, що забезпечує отримання $M_{оп} = 0$.

В результаті проведеного дослідження нами отримані наступні результати:

- отримані динамічна та математична моделі руху передніх поворотних коліс (ведучих та ведених) мостів перспективного тракторного самохідного шасі та визначені моменти опору повороту;
- визначені умови отримання нульового моменту опору за рахунок вибору закону управління кінематичними параметрами повороту мосту;
- при передньому ведучому поворотному мості отримання $M_{оп} = 0$ можливо за будь-якою швидкістю трактору, однак на технологічних швидкостях ($V_{xl} = 3-15 \text{ км/год}$) потрібно створення на задніх колесах додаткової тягової сили;
- при передньому поворотному мості, з веденими колесами отримати $M_{оп} = 0$ можливо тільки при виході з повороту, в інших випадках (при входженні до повороту та при сталому повороті) завжди існує момент опору повороту.

2.4 Оцінка граничного навантажувального режиму рульового керування тракторного самохідного шасі

Використання для здійснення маневру тракторного самохідного шасі переднього поворотного мосту замість поворотних коліс тягне за собою зміну навантажувальних режимів гідрооб'ємного рульового керування.

Для оцінки надійності рульового керування необхідно знати параметри найбільш напруженого (граничного) режиму, який визначається психофізичними можливостями водія.

Розглянемо, використовуючи відомі результати наукових досліджень максимально можливої частоти впливу водія на рульове коло, найбільш напружений режим навантаження рульового керування перспективного тракторного самохідного шасі.

Оскільки в роботі [7] запропоновано використовувати в конструкції самохідних шасі поворотний передній міст замість поворотних коліс, що дозволяє не тільки покращити маневреність, але й полегшити заміну знарядь в польових умовах. На рис. 2.4 наведена схема тракторного самохідного шасі (вид зверху) з переднім поворотним мостом. Для повороту переднього мосту використовується гідроциліндр 11, який через двуплечий важіль 9 і вертикальний вал 8 здійснює поворот переднього мосту 7. На рис. 2.6 та 2.7 показано положення переднього мосту під час повороту вліво та вправо. Конструкція приводу повороту переднього мосту, яка представлена на рис. 2.6 та 2.7 забезпечує поворот вказаного мосту на 90^0 і 180^0 [2].

Поворотний міст у порівнянні з поворотними колесами створює великий приведений момент інерції на штоку виконавчого гідроциліндра, що вимагає великих приводних тисків рідини і, таким чином, посилює навантажувальні режими рульового управління тракторного самохідного шасі.

Кінематиці та режимам навантаження рульового управління колісних машин присвячено велику кількість наукових робіт. Цікавим є дослідження Аділова О.К. , яке присвячене перехідним характеристикам машини при стрибкоподібному повороті рульового колеса. Автори зазначеної роботи визначили вплив передавального числа рульового управління на швидкість повороту рульового колеса на кут 65^0 . Отримано також перехідні характеристики кутової швидкості повороту при різних передавальних числах рульового управління (рис. 2.18).

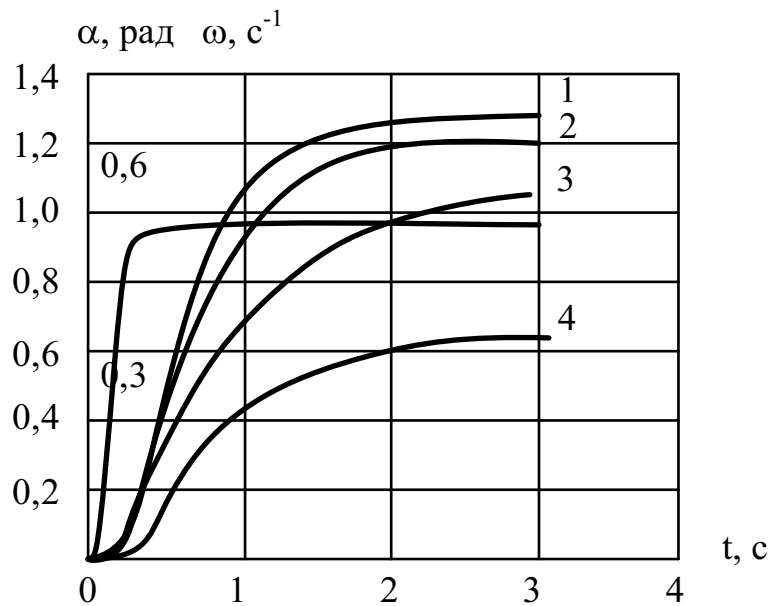


Рисунок 2.18 – Перехідні характеристики кутової швидкості повороту при різних передаточних числах рульового керування. Швидкість руху 20 км/год: 1-12.8; 2-16.2; 3-21.5; 4-31.0 (Результати дослідження О.К. Аділова)

Однак у роботах О.К. Аділова та інших авторів не розглянуто граничні навантажувальні режими рульового управління колісних машин, які визначаються психофізичними можливостями водіїв. Подібне дослідження було проведено в роботі [74]. Визначено, що максимальна частота впливів водія на руль (незалежно від амплітуди коливального руху останнього) не може перевищувати величини $\nu_{\max}^{\text{гозм}} = 0,714$ Гц. Результати дослідження [74] були використані при розробці стандарту ECE (TRANS) 180/Add.8 [75] по електронним системам контролю стійкості колісних машин.

Розглянемо граничний навантажувальний режим роботи рульового управління самохідного шасі з переднім поворотним мостом і частоті впливу водія на рульове колесо, рівній $\nu = \nu_{\max}^{\text{гозм}} = 0,714$ Гц.

При моделюванні роботи рульового керування автомобілів і тракторів приймається, що кут повороту направляючих коліс змінюється за часом за гармонійним законом (рис. 2.19а).

$$\alpha = \frac{\alpha_{\max}}{2} \left(1 - \cos(\bar{\Omega} t) \right), \quad (2.86)$$

де α - поточне значення кута повороту, який відповідає моменту часу t ;

$\alpha_{\max}$ - максимальний кут повороту направляючих коліс;

$\bar{\Omega}$ - кругова частота змінення кута α .

Період коливань кута повороту направляючих коліс при граничному навантажувальному режимі роботи рульового керування

$$T = \frac{1}{v_{\max}^{\text{возм}}} = \frac{1}{0,714} = 1,4 \text{ с.} \quad (2.87)$$

Середня кругова частота коливань кута повороту направляючих коліс при граничному режимі навантаження

$$\bar{\Omega} = \frac{2\pi}{T} = \frac{2 \cdot 3,14}{1,4} = 4,486 \text{ с}^{-1} . \quad (2.88)$$

Після підстановки чисельних значень $\bar{\Omega}$ до формули (2.86), отримаємо:

$$\alpha = \frac{1}{2} \alpha_{\max} \left(1 - \cos(4,486t) \right). \quad (2.89)$$

або

$$\frac{\alpha}{\alpha_{\max}} = \frac{1}{2} \left[1 - \cos(4,486t) \right]. \quad (2.90)$$

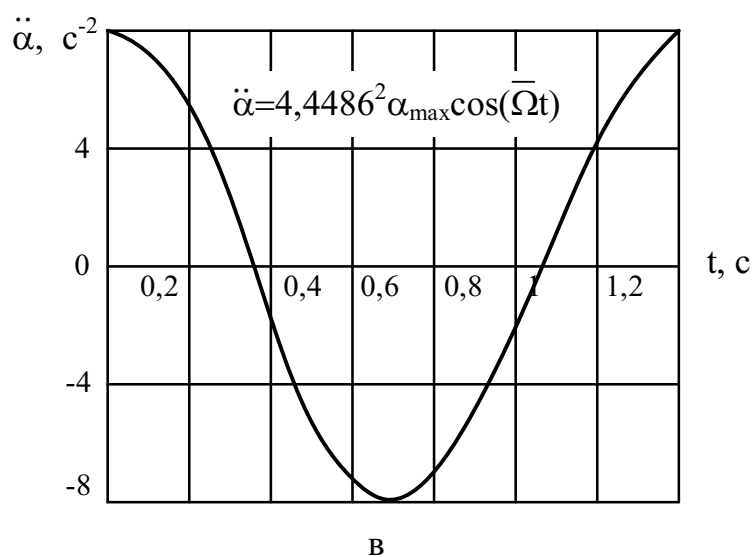
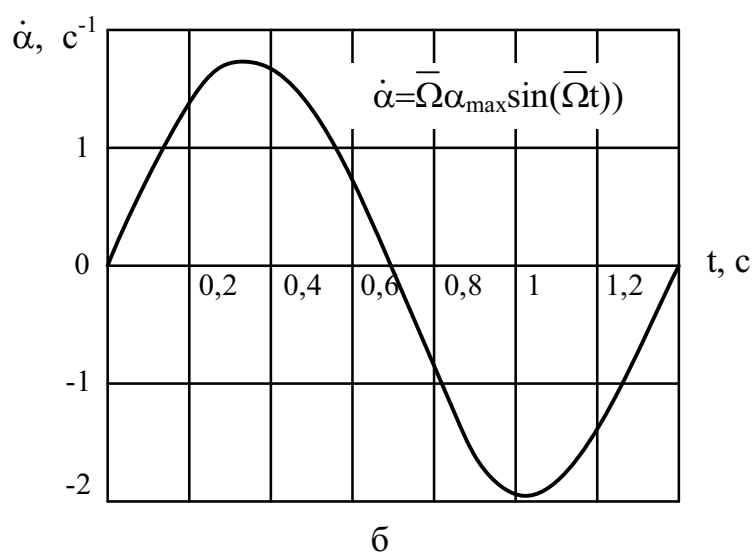
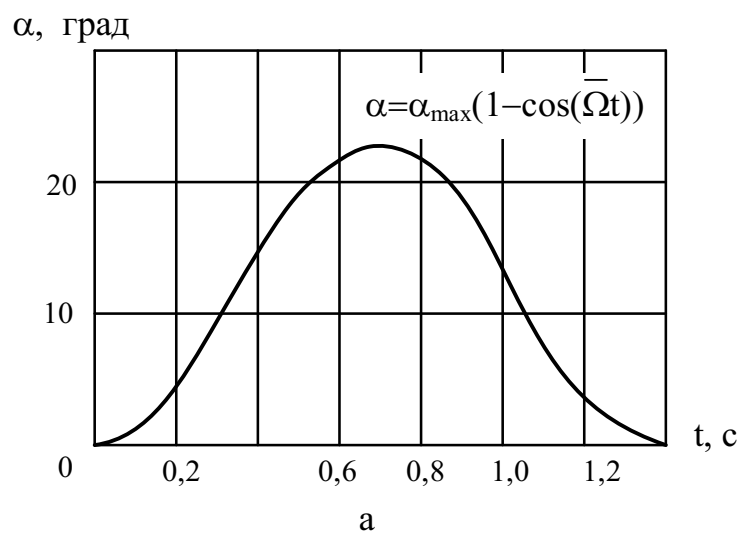


Рисунок 2.19 – Закон руху переднього моста тракторного самохідного шасі при найбільш напруженому режимі навантаження: а - $\alpha(t)$; б - $\dot{\alpha}(t)$; в - $\ddot{\alpha}(t)$;

$$\alpha_{\max} = 45^0$$

Кутова швидкість повороту направляючих коліс

$$\dot{\alpha} = \frac{\partial \alpha}{\partial t} = \frac{4,486}{2} \alpha_{\max} \sin(4,486t), c^{-1}. \quad (2.91)$$

З виразу (2.91) видно, що амплітуда коливань кутової швидкості повороту направляючих коліс при граничному режимі навантаження дорівнює

$$\dot{\alpha}_{\max} = \frac{4,486 \cdot \alpha_{\max}}{2} c^{-1}. \quad (2.92)$$

Графік залежності (2.91) наведено на рис. 2.19 б.

Кутове прискорення повороту направляючих коліс при граничному режимі навантаження

$$\ddot{\alpha} = \frac{\partial \dot{\alpha}}{\partial t} = \frac{4,486^2 \alpha_{\max}}{2} \cos(4,486t), c^{-2}. \quad (2.93)$$

Амплітуда коливань (максимальне значення) кутового прискорення направляючих коліс буде дорівнювати

$$\ddot{\alpha}_{\max} = \frac{4,486^2 \cdot \alpha_{\max}}{2} c^{-2}. \quad (2.94)$$

На рис. 2.20 при $\alpha_{\max} = 45^0$ (0,7857 рад) представлені залежності $\dot{\alpha}(t)$ і $\ddot{\alpha}(t)$ при найбільше напруженому режимі навантаження.

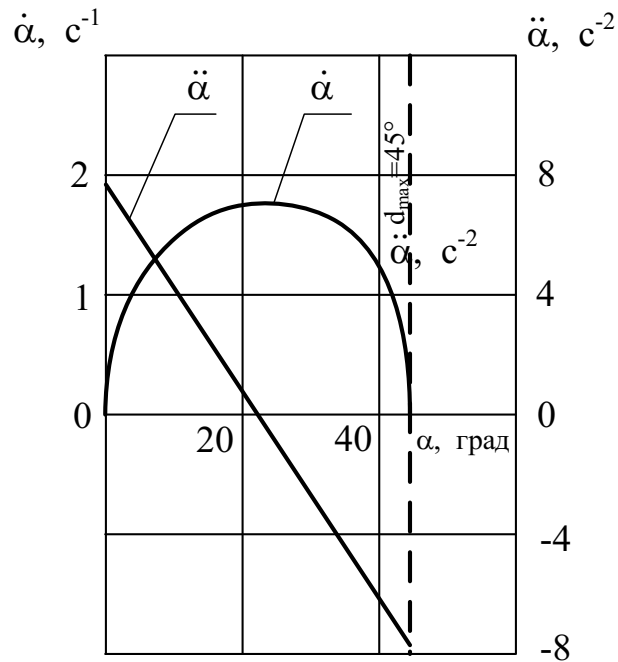


Рисунок 2.20 – Залежність $\dot{\alpha}(t)$ і $\ddot{\alpha}(t)$ від кута повороту моста при граничному навантажувальному режимі роботи рульового керування

В роботі [9] для самохідного шасі з переднім поворотним мостом визначено вираз для розрахунку моменту опору повороту, який має наступний вигляд:

$$M_{оп} = fh_0 \left[m_r \cdot \sec \alpha \left(\frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \frac{dV_{x1}}{dt} \operatorname{tg} \alpha + V_{x1}^2 \operatorname{tg} \alpha \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \frac{b}{L^2} \left(1 + f \frac{h}{b} \right) + V_{x1} \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2 \cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} \right) - R_{K1} \operatorname{tg} \alpha \right], \quad (2.95)$$

де h_0 - висота розміщення осі балансира переднього мосту відносно дороги;

m_r - маса трактора;

b - відстань від задньої осі трактора до проекції центра мас на горизонтальну площину;

i_z - радіус інерції трактора відносно вертикальної центральної осі;

V_{x1} - поздовжня лінійна швидкість трактора;

h - висота центра мас трактора;

R_{K1} - сумарна дотична реакція дороги на колесах переднього моста (рис. 2.17).

Поворотний момент на вертикальному валу привода поворотного мосту може бути визначений як

$$M_{нов} = M_{оп} + I_M \cdot \ddot{\alpha} , \quad (2.96)$$

де I_M - момент інерції переднього моста відносно осі повороту в горизонтальній площині.

Тиск рідини в силовому гідроциліндрі

$$P_{жс} = \frac{M_{нов}}{u_{np} \cdot F_{ц}} = \frac{M_{оп} + I_M \cdot \ddot{\alpha}}{u_{np} \cdot F_{ц}} , \quad (2.97)$$

де u_{np} - передаточне відношення рульового привода;

$F_{ц}$ - площа поршня силового гідроциліндра.

Після перетворень (2.91), (2.93) та (2.95) в рівнянні (2.97) отримаємо

$$P_{жс} = \frac{fh_0}{u_{np} F_{ц}} \left[m_r \cdot \sec \alpha \left(\frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \frac{dV_{X1}}{dt} \operatorname{tg} \alpha + V_{X1}^2 \operatorname{tg} \alpha \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \frac{b}{L^2} \left(1 + f \frac{h}{b} \right) + V_{X1} \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2 \cos^2 \alpha} \cdot 4,486 \alpha_{\max} \sin(4,486t) \right) - R_{K1} \operatorname{tg} \alpha \right] + \\ + \frac{I_M}{u_{np} F_{ц}} \cdot 4,486^2 \alpha_{\max} \cos(4,486t) \quad (2.98)$$

Отриманий вираз (2.98) дозволяє в подальшому, після підстановки в нього співвідношення (2.89) моделювати закон зміни тиску рідини в рульовому керуванні при граничному навантаженому режимі.

В результаті проведеного дослідження визначені параметри граничного (найбільш напруженого) режиму навантаження рульового керування

перспективного тракторного самохідного шасі з переднім поворотним мостом.

Отримана математична модель дозволяє оцінити динаміку зміни тиску рідини в силовому циліндрі при граничному режимі навантаження рульового керування.

2.5 Висновки за розділом 2

1. При проведенні теоретичного аналізу маневреності і керованості тракторного самохідного шасі розроблено метод, що дозволив визначити оптимальний кут початкової установки поворотного важеля кермового приводу, величина якого становить $\beta_0 = 30^\circ$ при позитивному напрямку за годинниковою стрілкою. При оптимальному встановленні поворотного важеля цикловий коефіцієнт витрат на тертя у кермовому приводі зменшується з 4,3 % до 2,2 % (при повороті вліво), та до 0,35 % (при повороті вправо). Застосування кермового приводу з двома силовими гідроциліндрами дозволяє вирівняти тиск робочої рідини при повороті вправо та вліво.

2. Отримані динамічна і математична моделі руху переднього поворотного мосту дозволило визначити моменти опору повороту машини. При передньому ведучому поворотному мосту можливо отримати $M_{оп} = 0$ при будь-якій швидкості трактора, однак при роботі на технологічних швидкостях ($V_{xl} = 3-15 \text{ км/год}$) необхідно збільшення тягової сили на задніх колесах. При передньому відомому поворотному мосту отримання $M_{оп} = 0$ можливо тільки при виході з повороту, в інших випадках (при вході до повороту та на етапі усталеного повороту) момент опору повороту виникає завжди.

3. Відомі наукові дослідження показали, що найбільш напружений режим впливу водія на рульове колесо можливо реалізувати при частоті 0,714 Гц, що визначається фізіологічними можливостями водія. Отримані

результати дозволили визначити, що максимальний тиск робочої рідини буде при найбільш напруженому режимі керування поворотом тракторного самохідного шасі.

Результати досліджень опубліковано в [1], [2], [5], [8], [10], [12].

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАБІЛІЗУЮЧИХ МОМЕНТІВ НА ПЕРЕДНЬОМУ ПОВОРОТНОМУ МОСТУ

3.1 Дослідження моменту опору повороту як фактору, що впливає на стабілізацію положення переднього поворотного мосту

Вперше завдання забезпечення стійкості руху керованих (напрямних) коліс автомобіля сформулював К.С. Колесніков:

- при прямолінійному та рівномірному русі автомобіля керовані колеса з боку дороги отримали будь-які малі збурення, від чого виникли коливання коліс довкола шкворнів та, пов'язані з ними, кутові коливання осі у вертикальній площині;
- треба визначити, яким співвідношенням повинні задовольняти параметри системи та швидкість автомобіля, щоб коливання, які виникли, були згасаючими та колеса прагнули завжди повертатися до прямолінійного руху.

Формулювання, яке запропоновано К.С. Колесніковим, відноситься до завдання забезпечення курсової стійкості, тобто стійкості прямолінійного руху автомобіля. При забезпеченні як курсової стійкості, так і траєкторної, стабілізуючі моменти, які виникають на напрямних колесах, повинні забезпечувати стійкість руху автомобілів і на повороті, при впливі різноманітних збуджуючих факторів.

Аналіз коливань процесів керованих коліс розглянуто в різних роботах. В одних роботах відзначено, що стабілізація керованих коліс автомобіля характеризується швидкістю повернення керованих коліс з повернутого положення до прямого та спрямовано на полегшення праці водія. Стабілізація керованих коліс автомобіля достатньо повно досліджено в працях різних відомих авторів. В інших роботах визначено та досліджено

стабілізує момент шини керованого (напрямого) колеса автомобіля. Однак, в зазначених працях не розглянуто стабілізуючі моменти на поворотній (напрямній) осі автомобілю.

Модель пересування автомобіля при малих коливальних відхиленнях керованих коліс від нейтрального положення розглянуто в роботі [24]. В цій моделі фактично розглядається передній поворотний міст, але не враховуються стабілізуючі моменти. Також, не розглядається передній міст, що встановлено на балансири.

Таким чином, у відомій літературі не розглянуто стабілізуючі моменти, які діють на передній балансирний поворотний міст.

Залежність (2.79) визначає момент опору повороту переднього веденого поворотного мосту [2].

Рівняння (2.79) перетворимо до вигляду

$$M_{оп} = fh_0 \left\{ m_T \sec \alpha \left[\frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} \left(\frac{dV_{x1}}{dt} \cdot \operatorname{tg} \alpha + \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt} V_{x1} \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + V_{x1}^2 \frac{b + fh}{L} \operatorname{tg} \alpha \right] + fR_z \operatorname{tg} \alpha \right\}. \quad (3.1)$$

При усталеному русі, на повороті $\frac{d\alpha}{dt} = 0$ та $\frac{dV_{x1}}{dt} = 0$. Рівняння (3.1) в цьому випадку прийме вигляд

$$M_{оп} = fh_0 \left(m_T \sec \alpha \operatorname{tg} \alpha \frac{b + fh}{L} V_{x1}^2 + fR_z \operatorname{tg} \alpha \right), \quad (3.2)$$

Враховуючи, що

$$R_{z1} = m_T g \frac{b}{L}, \quad (3.3)$$

перетворюємо (3.2) до вигляду

$$M_{оп} = \frac{f^2 h_0 \cdot b \cdot g \cdot m_T}{L} \left(1 + \frac{V_{x1}^2}{g} \frac{1/f + h/b}{L} \sec \alpha \right) \operatorname{tg} \alpha, . \quad (3.4)$$

З рівняння (3.4) видно, що при $\alpha = 0$ момент опору повороту $M_{оп}$ також дорівнює нулю. Зі збільшенням кута повороту переднього мосту α також відбувається зростання моменту $M_{оп}$ опору повороту. Найбільшого значення момент опору набуває при максимальному значенні кута повороту $\alpha = \alpha_{\max}$. Вираз (3.4) в цьому випадку має вигляд

$$(M_{оп})_{\max} = \frac{f^2 h_0 \cdot b \cdot g \cdot m_T}{L} \left(1 + \frac{V_{x1}^2}{g} \frac{1/f + h/b}{L} \sec \alpha_{\max} \right) \operatorname{tg} \alpha_{\max}, \quad (3.5)$$

Момент опору повороту, хоча і з'являється реактивним, створює умову для повернення переднього поворотного мосту у нейтральне положення. Активною силою, що викликає поворот мосту у нейтральне положення, є сила, що прикладена від ведучих коліс трактора і яка діє у вертикальному шарнірі.

При прямолінійному усталеному русі трактора $\alpha = 0$; $dV_{x1}/dt = 0$ вираз (3.1) прийме вигляд

$$M_{оп} = fh_0 m_T \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} V_{x1} \frac{d\alpha}{dt}. \quad (3.6)$$

З виразу (3.6) бачимо, що при прямолінійному усталеному русі трактора момент опору повороту пропорційний кутовій швидкості переднього мосту $d\alpha/dt$ та лінійній швидкості трактора V_{x1} .

При диференціюванні рівняння (3.6) отримуємо зв'язок між кутовим прискоренням переднього поворотного мосту і швидкістю зростання моменту опору повороту

$$\frac{dM_{оп}}{dt} = fh_0m_T \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} V_{x1} \frac{d^2\alpha}{dt}. \quad (3.7)$$

Оскільки у випадку, що розглядається, момент опору повороту є моментом стабілізуючим, то вираз (3.7) представлено у наступному вигляді:

$$\frac{dM_{стаб}}{dt} = \frac{dM_{оп}}{dt} = +fh_0m_T \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L^2} V_{x1} \frac{d\alpha}{dt}. \quad (3.8)$$

У загальному випадку несталого руху машини на повороті

$$M_{стаб} = +M_{оп} = +\frac{fh_0m_T}{L} \sec \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha \times \\ \times \left[\frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot h \cdot b}{L} \left(\frac{dV_{x1}}{dt} + \frac{2}{\sin 2\alpha} V_{x1} \frac{d\alpha}{dt} \right) + V_{x1}^2 \frac{b + fh}{L} + fgb \right]. \quad (3.9)$$

Проводячи аналіз виразу (3.9) можливо зробити висновок про те, що на величину $M_{стаб}$ здійснюють вплив параметри α , $d\alpha/dt$, V_{x1} , V_{x1}^2 і dV_{x1}/dt . Для скорочення кількості факторів, які впливають на стабілізуючий момент використовуємо теорію подоби (теорія узагальненої змінної) [67]. Враховуючи співвідношення між лінійною швидкістю автомобіля V_{x1} , лінійним прискоренням dV_{x1}/dt і швидкістю обертання направляючих коліс $d\alpha/dt$, отримане в роботі [29]

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{L} \left(\frac{dV_{x1}}{dt} \operatorname{tg} \alpha + V_{x1} \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt} \right), \quad (3.10)$$

перетворимо вираз (3.9) до вигляду

$$M_{\text{стаб}} = + \frac{fh_0 m_T \cdot \sec \alpha}{L} \left[(b^2 + i_z^2 + fhb) \frac{d\omega_z}{dt} + V_{x1}^2 \frac{b + fh}{L} \operatorname{tg} \alpha + gfb \operatorname{tg} \alpha \right], \quad (3.11)$$

де, ω_z , $\frac{d\omega_z}{dt}$ - кутові швидкість і прискорення трактора у горизонтальній площині.

Аналізуючи вираз (3.11) видно, що на величину стабілізуючого моменту $M_{\text{стаб}}$ здійснюють вплив наступні фактори:

- кут повороту α переднього мосту;
- кутове прискорення трактора $\frac{d\omega_z}{dt}$ у горизонтальній площині;
- квадрат лінійної швидкості машини V_{x1}^2 ;
- коефіцієнт опору кочення направляючих коліс.

Вираз (3.11) можна представити у вигляді

$$M_{\text{стаб}} = W_1(\alpha) \frac{d\omega_z}{dt} + W_2(\alpha) V_{x1}^2 + W_3(\alpha) f^2, \quad (3.12)$$

де $W_1(\alpha)$ - передавальна функція від кутового прискорення трактора у горизонтальній площині до стабілізуючого моменту,

$$W_1(\alpha) = + fh_0 \cdot m_T \sec \alpha \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L}, ; \quad (3.13)$$

$W_2(\alpha)$ - передавальна функція від квадрату лінійної швидкості трактору V_{x1}^2 до стабілізуючого моменту,

$$W_2(\alpha) = +fh_0 \cdot m_T \frac{b + fh}{L} \sec \alpha \operatorname{tg} \alpha, ; \quad (3.14)$$

$W_3(\alpha)$ - передавальна функція від квадрату коефіцієнту опору f^2 кочення передніх коліс до стабілізуючого моменту,

$$W_3(\alpha) = + \frac{m_T \cdot gh_0 \cdot b}{L} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sec \alpha. \quad (3.15)$$

Виходячи з оприлюднених результатів, можна представити стабілізуючий момент у вигляді суми компонент

$$M_{\text{стаб}} = M_{\text{стаб1}} + M_{\text{стаб2}} + M_{\text{стаб3}}, \quad (3.16)$$

де, $M_{\text{стаб1}}$, $M_{\text{стаб2}}$, $M_{\text{стаб3}}$ - компоненти загального стабілізуючого моменту, обумовленого різноманітними збуджуючими факторами,

$$M_{\text{стаб1}} = W_1(\alpha) \frac{d\omega_z}{dt}, ; \quad (3.17)$$

$$M_{\text{стаб2}} = W_2(\alpha) V_{x1}^2, ; \quad (3.18)$$

$$M_{\text{стаб3}} = W_3(\alpha) f^2. \quad (3.19)$$

Рівняння 3.17-3.19 визначають компоненти стабілізуючого моменту на передньому поворотному мосту.

3.2 Вплив поздовжнього нахилу вертикального валу приводу повороту переднього мосту на стабілізуючий момент

Визначимо вплив поздовжнього нахилу вертикального валу приводу повороту на величину стабілізуючого моменту (рис. 3.1).

Стабілізуючий момент, що виникає при позовжньому нахилі вертикального валу приводу мосту (рис. 3.1)

$$M_{\text{стаб}}' = +R_{\delta_1} \cdot l, \quad (3.20)$$

де l - плече дії δ_1 - тої сили (рис. 3.1).

$$l = z_{0_1} \cdot \sin \delta \cdot \cos \alpha, \quad (3.21)$$

Бічна сила R_{δ_1} , що діє на колеса передньої осі при повороті колісної машини, була визначена раніше в роботі [29]

$$R_{\delta_1} = m_T \sec \alpha \left(\frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L} \frac{d\omega_z}{dt} + \frac{b + fh}{L^2} \operatorname{tg} \alpha \cdot V_{x1}^2 \right) + m_T g \cdot f \frac{b}{L} \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.22)$$

Після підстановки виразів (3.21) і (3.22) до рівняння (3.20), отримаємо

$$M_{\text{стаб}}' = + \frac{m_T \cdot z_{0_1} \sin \delta}{L} \left[(b^2 + i_z^2 + fhb) \frac{d\omega_z}{dt} + \frac{b + fh}{L} V_{x1}^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha + fgb \sin \alpha \right]. \quad (3.23)$$

При усталеному прямолінійному русі трактору, залежність (3.10) спроститься до

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{L} \cdot V_{x1} \frac{d\alpha}{dt}. \quad (3.24)$$

При $\frac{dV_{x1}}{dt} = 0$ і $\alpha = 0$ (усталений прямолінійний рух) залежність (3.23)

прийме вигляд

$$M_{\text{стаб}}' = R_{\delta 1} \cdot A = \frac{m_T \cdot z_{01} \sin \delta}{L^2} (b^2 + i_z^2 + fhb) V_{x1} \frac{d\alpha}{dt}. \quad (3.25)$$

При прямолінійному усталеному русі ($\alpha = 0$; $\frac{dV_{x1}}{dt} = 0$) сумарний стабілізуючий момент буде дорівнювати

$$M_{\text{стаб}}\Sigma = M_{\text{стаб}} + M_{\text{стаб}}' = m_T \cdot V_{x1} (fh_0 + z_{01} \sin \delta) \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \frac{d\alpha}{dt}. \quad (3.26)$$

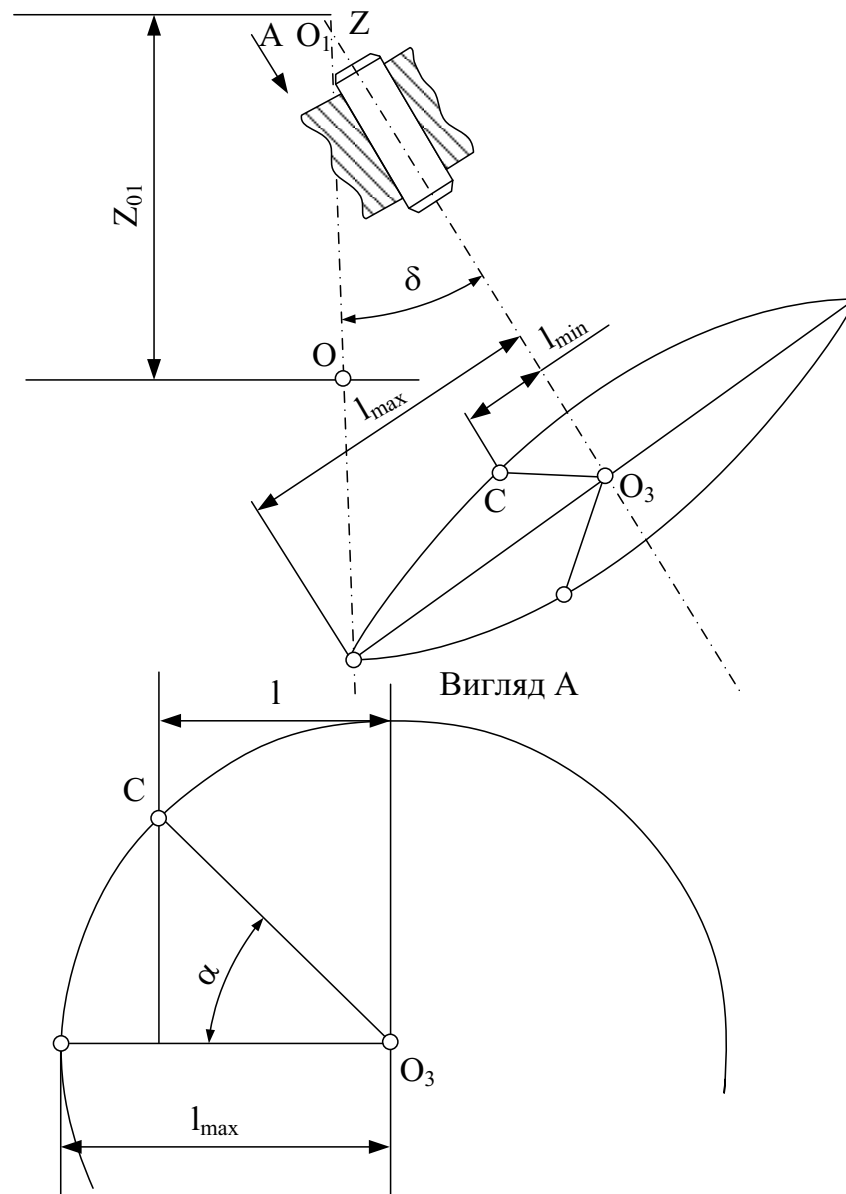


Рисунок 3.1 – Схема для визначення впливу поздовжнього нахилу вертикального валу на стабілізуючий момент.

Таким чином $M_{\text{стаб}\Sigma}$ пропорційний кутовій швидкості повороту переднього мосту.

3.3. Вплив зміщення осі вертикального валу приводу відносно осі передніх коліс на стабілізуючий момент

На рис. 3.2 наведено схему переднього поворотного мосту тракторного самохідного шасі при зміщенні осі повороту відносно осі передніх коліс.

При зміщенні осі повороту O (рис. 3.2) уперед відносно осі передніх коліс виникає стабілізуючий момент $M_{\text{стаб}}''$, який з урахуванням залежності (2.77) та (2.79) має вигляд

$$M_{\text{стаб}}'' = R_{\delta 1} \cdot A = m_T \cdot A \sec \alpha \left[\frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \frac{dV_{x1}}{dt} \operatorname{tg} \alpha + \right. \\ \left. + V_{x1} \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2 \cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} V_{x1}^2 \cdot \frac{b + fhb}{L^2} \operatorname{tg} \alpha \right] + m_T g f \frac{b}{L} \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.27)$$

де A - плече обкату переднього поворотного мосту.

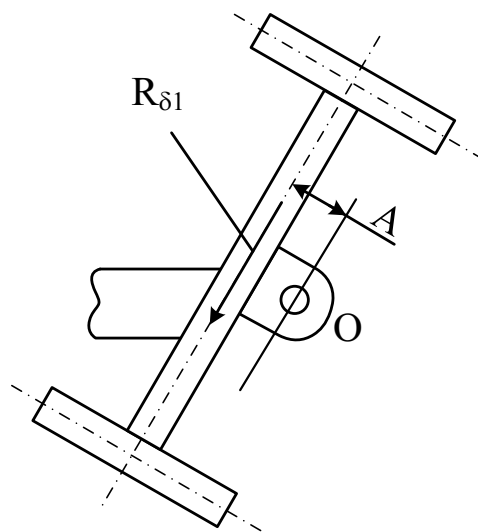


Рисунок 3.2 – Схема до визначення стабілізуючого моменту, що виникає за рахунок зміщення осі повороту O уперед відносно осей передніх коліс

При прямолінійному усталеному русі трактору $\alpha = 0$; $\frac{dV_{x1}}{dt} = 0$ і рівняння (3.27) спроститься до вигляду

$$M_{\text{стаб}}'' = m_T \cdot V_{x1} \cdot A \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \frac{d\alpha}{dt}, \quad (3.28)$$

Сумарний стабілізуючий момент у цьому випадку

$$M_{\text{стаб}\Sigma} = M_{\text{стаб}} + M_{\text{стаб}}'' = m_T \cdot V_{x1} (fh_0 + A) \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \frac{d\alpha}{dt}, \quad (3.29)$$

Як і у попередньому випадку (при створенні поздовжнього нахилу вертикального валу), сумарний стабілізуючий момент $M_{\text{стаб}\Sigma}$ пропорційний кутовій швидкості $\frac{d\alpha}{dt}$ переднього поворотного мосту.

3.4. Оцінка стійкості руху переднього поворотного мосту при усталеному прямолінійному русі трактору

Аналізуючи залежність (3.26) та (3.29) для сумарного стабілізуючого моменту, можливо їх узагальнити

$$M_{\text{стаб}\Sigma} = m_T \cdot V_{x1} \cdot X \frac{b^2 + i_z^2 + fhb}{L^2} \frac{d\alpha}{dt}, \quad (3.30)$$

де X - узагальнюючий конструктивний параметр стабілізації переднього поворотного мосту.

Параметр X визначається в залежності від того, як конструктивними методами забезпечується стабілізація переднього поворотного мосту.

При відсутності повздовжнього нахилу вертикального валу і зміщення його осі на величину

$$X = fh_0, \quad (3.31)$$

При виконанні поздовжнього нахилу вертикального валу на кут δ

$$X = fh_0 + z_{0_1} \sin \delta, \quad (3.32)$$

При зміщенні у повздовжньому напрямку осі повороту переднього мосту на величину α

$$X = fh_0 + A, \quad (3.33)$$

При створенні кута нахилу δ вертикального валу приводу і зміщенні осі повороту уперед на величину A

$$X = fh_0 + z_{0_1} \sin \delta + A. \quad (3.34)$$

При прямолінійному усталеному русі трактора порушення стійкості переднього поворотного мосту може виникнути при короткотерміновому ударі о перешкоду на дорозі. В цьому випадку збуджуючим фактором можуть бути кутові прискорення $\varepsilon_{\text{зб}}$ удару та кутова швидкість $\omega_{\text{зб}}$ моста.

Розглянемо схему навантаження переднього поворотного мосту при дії

$\varepsilon_{\text{зб}}$.

Величина $\varepsilon_{зб}$ пропорційна збуджуючому моменту $M_{зб}$

$$\varepsilon_{зб} \frac{M_{зб}}{I_{M_1}}, \quad (3.35)$$

де I_{M_1} - момент інерції переднього мосту відносно осі обертання.

Збуджуюча кутова швидкість $\omega_{зб}$ може бути визначена через збуджуюче кутове прискорення $\varepsilon_{зб}$ наступним виразом:

$$\omega_{зб} = \varepsilon_{зб} \Delta \tau_p, \quad (3.36)$$

де, $\Delta \tau_p$ - час запізнення реакції системи на збуджуючий фактор.

При прямолінійному усталеному русі трактора силовий гідроциліндр рульового керування виконує роль рідинної пружини, характеристика якої відповідає залежності

$$P_{гц} = \frac{\pi}{4} d^2 \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) p_1 + \frac{\pi}{2} d^2 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right) \frac{E_{pid}}{H} X_1, \quad (3.37)$$

де d, D - діаметр штока та циліндру;

E_{pid} - модуль об'ємної пружної рідини;

H - хід штоку гідроциліндру;

p_1 - тиск рідини в циліндрі при прямолінійному русі трактора це остаточний тиск який можна признати $p_1 = 0$.

Залежність (3.37) представимо у вигляді

$$P_{гц} = C_{гц} X_1, \quad (3.38)$$

де X_1 - лінійне переміщення штоку гідроциліндру;

$C_{гц}$ - приведена жорсткість гідроциліндру.

$$C_{гц} = \frac{\pi}{2} d^2 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right) \frac{E_{гц}}{H}. \quad (3.39)$$

Рівняння динаміки повороту переднього мосту при прямолінійному усталеному незбудженому русі має вигляд

$$I_{M_1} \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = M_{зб} - M_{гц} - M_{оп}. \quad (3.40)$$

У випадку, що розглядається

$$M_{оп} = M_{стаб} \Sigma. \quad (3.41)$$

Напишемо рівняння (3.40) відносно зміни кута повороту переднього мосту

$$I_{M_1} \frac{d^2 \Delta \alpha}{dt^2} + K_1 \frac{d \Delta \alpha}{dt} + K_2 \Delta \alpha = M_{зб}, \quad (3.42)$$

де K_1 - коефіцієнт пропорційності між кутовою швидкістю повороту переднього мосту та моментом $M_{стаб} \Sigma$;

K_2 - коефіцієнт пропорційності між зміною кута повороту переднього мосту та моментом $M_{гц}$.

Коефіцієнти K_1 та K_2 можуть бути визначені наступним чином:

$$K_1 = m_T V_{x_1} \frac{b^2 + i_z^2 + f h b}{L^2} \cdot X, ; \quad (3.43)$$

$$K_2 = C_{ГЦ} \cdot R_{ГЦ} \cdot X_1, \quad (3.44)$$

де $R_{ГЦ}$ - плече дії зусилля гідроциліндру.

Поділивши ліву та праву частини рівняння (3.42) на y_{M_1} , отримаємо

$$a_0 \frac{d^2 \Delta \alpha}{dt^2} + a_1 \frac{d \Delta \alpha}{dt} + a_2 \Delta \alpha = \varepsilon_{зб}, \quad (3.45)$$

де a_0, a_1, a_2 - коефіцієнти,

$$a_0 = 1, \quad (3.46)$$

$$a_1 = \frac{K_1}{I_{M_1}}, \quad (3.47)$$

$$a_2 = \frac{K_2}{I_{M_1}}, \quad (3.48)$$

Проведемо оцінку стійкості руху переднього поворотного мосту.

3.5 Рівняння збуреного руху переднього поворотного мосту

Розглянемо збурений рух переднього поворотного мосту трактора при тривалій дії моменту $M_{зб}$. В цьому випадку треба використовувати неоднорідне диференціальне рівняння (3.45). Його рішення складається з загального рішення $\overline{\Delta \alpha}$ та часткового рішення $(\Delta \alpha)_0$. Загальне рішення знаходимо шляхом вирішення усіченого диференціального рівняння

$$a_0 \frac{d^2 \Delta \alpha}{dt^2} + a_1 \frac{d \Delta \alpha}{dt} + a_2 \Delta \alpha = 0, . \quad (3.53)$$

При $a_0 = 1$ додаткове чи характеристичне рівняння має вигляд

$$K^2 + a_1 K + a_2 = 0, \quad (3.54)$$

Корені характеристичного (додаткового) рівняння

$$K_{1,2} = -\frac{a_1}{2} \pm \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}. \quad (3.55)$$

Розглянемо три варіанти вирішення усіченого диференційного рівняння в залежності від того які значення може прийняти дискримінант виразу (3.55).

3.5.1. Перший варіант – характеристичне рівняння (3.54) має комплексні корені.

З умови, що дискримінант цього рівняння менше нуля отримаємо

$$\frac{a_1^2}{4} - a_2 < 0, \quad (3.56)$$

З урахуванням виразів (3.47) та (3.48) нерівність (3.56) прийме вигляд

$$\frac{K_1^2}{K_2} < 4Y_{M1}. \quad (3.57)$$

Враховуючи рівняння (3.43) та (3.44) перетворимо вираз (3.57)

$$\frac{m_T^2 V_{x_1}^2 (b^2 + i_z^2 + f h b)^2}{C_{\Gamma\Gamma} \cdot R_{\Gamma\Gamma} \cdot L^4} X^2 \langle 4Y_{M_1}, \quad (3.58)$$

Умові (3.58) відповідає значення X , що знаходиться у діапазоні

$$X \langle \frac{2L^2}{m_T \cdot V_{x_1} (b^2 + i_z^2 + f h b)} \sqrt{Y_{M_1} \cdot C_{\Gamma\Gamma} \cdot R_{\Gamma\Gamma}}, \quad (3.59)$$

Підставляючи вираз (3.34) для X , отримаємо

$$f h_0 + z_{01} \sin \delta + A \langle \frac{2L^2}{m_T \cdot V_{x_1} (b^2 + i_z^2 + f h b)} \sqrt{Y_{M_1} \cdot C_{\Gamma\Gamma} \cdot R_{\Gamma\Gamma}}, \quad (3.60)$$

Умова (3.60) визначає вирішення диференційного рівняння (3.53) при комплексних коренях характеристичного рівняння (3.54).

Загальне рішення диференційного рівняння (3.45) маємо у вигляді

$$\overline{\Delta \alpha} = \exp\left(-\frac{a_1}{2}\right) \left[C_1 \cos\left(\sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2} t\right) + C_2 \sin\left(\sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2} t\right) \right], \quad (3.61)$$

де C_1, C_2 - постійні інтегрування.

Для знаходження часткового рішення $(\Delta \alpha)_0$ скористаємося методом невизначених коефіцієнтів. Формула для $(\Delta \alpha)_0$ з урахуванням правої частини (3.45) має вигляд

$$(\Delta \alpha)_0 = A t^2 + B t + C, \quad (3.62)$$

де A, B, C - невизначені коефіцієнти.

З рівняння (3.62) визначимо $(\Delta\alpha)_0' \text{ та } (\Delta\alpha)_0''$

$$(\Delta\alpha)_0' = 2At + B, \quad (3.63)$$

$$(\Delta\alpha)_0'' = 2A. \quad (3.64)$$

Неоднорідне диференційне рівняння (3.45) з урахуванням (3.62) – (3.64) прийме вигляд

$$2A + a_1(2At + B) + a_2(At^2 + Bt + C) = \varepsilon_{\text{зб}}, \quad (3.65)$$

чи

$$Aa_2t^2 + (2A \cdot a_1 + a_2B)t + 2A + a_1B + a_2C = \varepsilon_{\text{зб}}, \quad (3.66)$$

На основі (3.66) створимо систему рівнянь

$$\begin{cases} Aa_2 = 0; \\ 2A \cdot a_1 + Ba_2 = 0; \\ 2A + Ba_1 + Ca_2 = \varepsilon_{\text{зб}}. \end{cases} \quad (3.67)$$

Вирішуючи систему рівнянь (3.67), отримаємо: $A = 0; B = 0; C = \varepsilon_{\text{зб}}/a_2$.

Таким чином, рівняння збуреного руху має вигляд

$$\Delta\alpha = \overline{\Delta\alpha} + (\Delta\alpha)_0 = \frac{\varepsilon_{\text{зб}} Y_{M_1}}{K_2} + \exp\left(-\frac{K_1}{2Y_{M_1}}\right) \left(C_1 \cos \sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}} t + C_2 \sin \sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}} t \right). \quad (3.68)$$

При $t=0$ величина $\Delta\alpha$

$$0 = \frac{\varepsilon_{\text{зб}} Y_{M_1}}{K_2} + C_1, \quad (3.69)$$

Звідки отримаємо

$$C_1 = -\varepsilon_{\text{зб}} \frac{Y_{M_1}}{K_2}. \quad (3.70)$$

Похідна функція (3.68)

$$\frac{d\Delta\alpha}{dt} = \exp\left(-\frac{K_1}{2Y_{M_1}}t\right) \left[\sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}} \left(\varepsilon_{\text{зб}} \frac{Y_{M_1}}{K_2} \sin \sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}}t + C_2 \cos \sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}}t \right) + \frac{K_1}{2Y_{M_1}} \left(\varepsilon_{\text{зб}} \frac{Y_{M_1}}{K_2} \cos \sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}}t - C_2 \sin \sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}}t \right) \right]. \quad (3.71)$$

При $t=0$, $\frac{d\Delta\alpha}{dt} = 0$. Тоді

$$0 = \sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}} C_2 + \varepsilon_{\text{зб}} \frac{K_1}{2K_2}, \quad (3.72)$$

Звідки отримаємо

$$C_2 = -\varepsilon_{\text{зб}} \frac{K_1 / 2K_2}{\sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}}}. \quad (3.73)$$

Таким чином, остаточно отримаємо рішення рівняння (3.68) у вигляді

$$\Delta\alpha = \varepsilon_{\text{зб}} \frac{Y_{M_1}}{K_2} \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{K_1}{2Y_{M_1}} t\right) \left[\cos\left(\sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}} t\right) + \frac{\sin\left(\sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}} t\right)}{\sqrt{1 - 4\frac{K_2}{K_1^2} Y_{M_1}}} \right] \right\}. \quad (3.74)$$

В таблиці 3.1 наведено вихідні дані для розрахунку показників руху переднього поворотного мосту перспективного тракторного самохідного шасі СШ26. Розрахунок за вихідними даними, наведеними в таблиці 3.1, показує що умова (3.60) не виконується при $\delta=0$ та $A=0$. Аналіз виразу (3.74) показує, що $\Delta\alpha$ пропорційна кутовому збуджуючому прискоренню $\varepsilon_{\text{зб}}$.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку показників руху переднього поворотного мосту перспективного тракторного самохідного шасі СШ26

№ з/п	Параметр	Розмірність	Значення
1	2	3	4
1	m_T	кг	2000
2	V_T	м/с	0,57-8,27
3	b	м	0,504
4	h	м	1,05
5	h_0	м	0,75
6	L	м	2,75

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4
7	Y_{M_1}	кгм^2	12
8	$B_{\min}$	м	1,28
9	$B_{\max}$	м	1,80
10	m_K	кг	14,5
11	i_z	м	0,894
12	f	-	0,02
13	d	м	0,02
14	D	м	0,04
15	$R_{ГЦ}$	м	0,162
16	H	м	0,25
17	$E_{ж}$	МПа	1500
18	A	м	0
19	$z_{0_1} \sin \delta$	м	0

3.5.2. Другий варіант – характеристичне рівняння (3.54) має два дійсних кореня, що не дорівнюють один одному.

В цьому випадку дискримінант характеристичного рівняння більше нуля

$$\frac{a_1^2}{4} - a_2 > 0, \quad (3.75)$$

і рівняння (3.60) прийме вигляд

$$fh_0 + z_{0_1} \sin \delta + A \rangle \frac{2L^2 \sqrt{Y_{M_1} \cdot C_{ГЦ} \cdot R_{ГЦ}}}{m_T \cdot V_{x_1} (b^2 + i_z^2 + fhb)}. \quad (3.77)$$

Часткове рішення, як і у попередньому випадку, відповідає рівнянню

$$(\Delta\alpha)_0 = \frac{\varepsilon_{зб}}{a_2}. \quad (3.78)$$

Таким чином, з урахуванням граничних умов рівняння збуреного руху переднього мосту буде мати вигляд

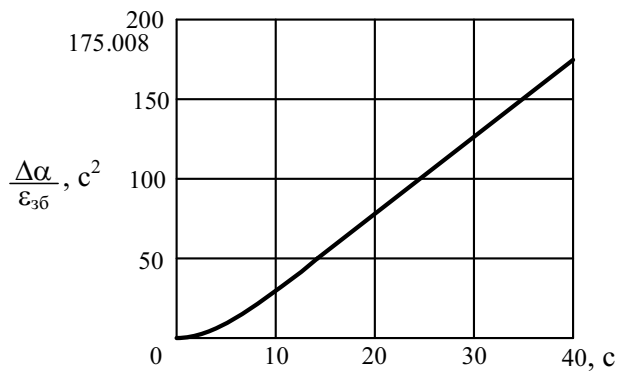
$$\Delta\alpha = \overline{\Delta\alpha} + (\Delta\alpha)_0 = \frac{\varepsilon_{зб}}{a_2} \left\{ \begin{aligned} &1 - \left(\frac{1}{2} - \frac{a_1/4}{\sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}} \right) \exp \left[\left(-\frac{a_1}{2} - \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2} \right) t \right] - \\ &- \left(\frac{1}{2} + \frac{a_1/4}{\sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}} \right) \exp \left[\left(-\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2} \right) t \right] \end{aligned} \right\}. \quad (3.79)$$

З урахуванням залежності (3.47) та (3.48) перетворимо рівняння (3.79) до вигляду

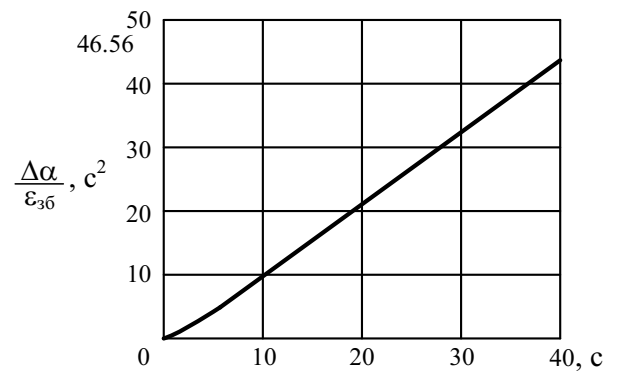
$$\frac{\Delta\alpha}{\varepsilon_{зб}} = \frac{Y_{M_1}}{K_2} \left\{ \begin{aligned} &1 - \left(\frac{1}{2} - \frac{\frac{K_1}{4Y_{M_1}}}{\sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}}} \right) \exp \left[\left(-\frac{K_1}{2Y_{M_1}} - \sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}} \right) t \right] - \\ &- \left(\frac{1}{2} + \frac{\frac{K_1}{4Y_{M_1}}}{\sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}}} \right) \exp \left[\left(-\frac{K_1}{2Y_{M_1}} + \sqrt{\frac{K_1^2}{4Y_{M_1}^2} - \frac{K_2}{Y_{M_1}}} \right) t \right] \end{aligned} \right\}. \quad (3.79a)$$

На рис. 3.3 наведені графіки залежності $\frac{\Delta\alpha}{\varepsilon_{зб}} = F(t)$ для перспективного тракторного самохідного шасі СШ26, побудовані при різних значеннях параметру K_1 (див. залежність (3.43)).

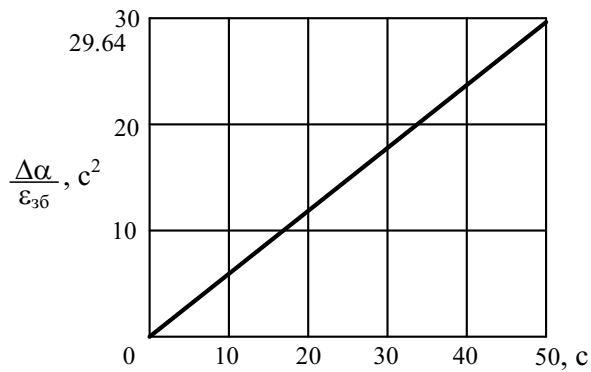
Аналіз графіків наведених на рис. 3.3 показує, що при тривалій дії збуджуючого кутового прискорення $\varepsilon_{зб}$ відношення $\frac{\Delta\alpha}{\varepsilon_{зб}}$ зростає з часом і тим скоріше, чим менше значення має параметр K_1 . Тому при тривалій дії збуджуючого фактору $\varepsilon_{зб}$ потрібна коригуюча керівна дія на органі управління поворотом переднього мосту.



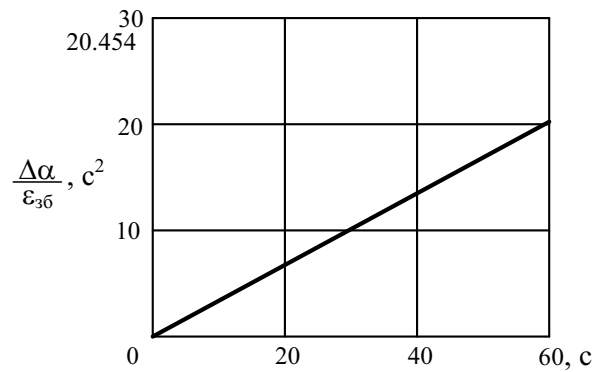
а) $K_1=2,4 \frac{\text{кгм}^2}{\text{с}}$



б) $K_1=10 \frac{\text{кгм}^2}{\text{с}}$



в) $K_1=20 \frac{\text{кгм}^2}{\text{с}}$



г) $K_1=33 \frac{\text{кгм}^2}{\text{с}}$

Рисунок 3.3 – Залежність $\frac{\Delta\alpha}{\varepsilon_{зб}} = F(t)$ при дійсних коренях характеристичного рівняння (3.54)

3.5.3. Третій варіант – корені характеристичного рівняння дорівнюють один одному, оскільки дискримінант характеристичного рівняння дорівнює нулю. Ця умова виконується при

$$\frac{a_1^2}{4} = a_2, \quad (3.80)$$

чи

$$\frac{a_1^2}{4} = 4. \quad (3.81)$$

Це частковий випадок вирішення диференційного рівняння другого порядку. В цьому випадку

$$fh_0 + z_{0_1} \sin \delta + A = \frac{2L^2 \sqrt{y_{M_1} \cdot C_{ГЦ} \cdot R_{ГЦ}}}{m_T \cdot V_{x_1} (b^2 + i_z^2 + fhb)}. \quad (3.82)$$

Загальне рішення диференційного рівняння у даному випадку буде мати вигляд

$$\overline{\Delta \alpha} = C_1 \exp\left(\frac{-a_1}{2} t\right) + C_2 t \exp\left(\frac{-a_1}{2} t\right). \quad (3.83)$$

Часткове рішення, як і у попередніх випадках буде відповідати рівнянню (3.78). таким чином рішення диференційного рівняння (3.45) в цьому випадку буде дорівнювати

$$\begin{aligned}
 \Delta\alpha &= \overline{\Delta\alpha} + (\Delta\alpha)_0 = \frac{\varepsilon_{3\delta}}{a_2} + C_1 \exp\left(-\frac{a_1}{2}t\right) + C_2 t \exp\left(-\frac{a_1}{2}t\right) = \\
 &= \frac{\varepsilon_{3\delta}}{a_2} + \exp\left(-\frac{a_1}{2}t\right)(C_1 + C_2 t).
 \end{aligned}
 \tag{3.84}$$

Похідна від $\Delta\alpha$ буде мати вигляд:

$$\frac{d\Delta\alpha}{dt} = C_2 \exp\left(-\frac{a_1}{2}t\right) - \frac{a_1}{2} \exp\left(-\frac{a_1}{2}t\right)(C_1 + C_2 t).
 \tag{3.85}$$

При $t = 0$, $\Delta\alpha \text{ і } \frac{d\Delta\alpha}{dt} = 0$. В цьому випадку

$$C_1 = -\frac{\varepsilon_{3\delta}}{a_2},
 \tag{3.86}$$

$$C_2 = -\frac{a_1}{2} \frac{\varepsilon_{3\delta}}{a_2}.
 \tag{3.87}$$

Після підставлення (3.86) та (3.87) у вираз (3.84), отримаємо

$$\Delta\alpha = \frac{\varepsilon_{3\delta}}{a_2} \left[1 - \left(1 + \frac{a_1}{2}t \right) \exp\left(-\frac{a_1}{2}t\right) \right].
 \tag{3.88}$$

3.6 Аналіз рівняння збуреного руху переднього поворотного мосту при короткочасному збудженні

Слід розглянути стійкість руху переднього поворотного мосту при короткочасній дії збуджуючого фактору. В цьому разі необхідно зробити припущення того, що дія збуджуючого фактору закінчується при $t=0$ (по А.М. Ляпунову). Збуджуючим фактором у цьому випадку є кутова швидкість $\omega_{зб}$, яку отримав поворотний міст за час дії збуджуючого прискорення $\varepsilon_{зб}$.

Для опису руху в даному випадку треба вирішити усічене диференціальне рівняння (3.53), шляхом диференціювання визначити рівняння кутової швидкості переднього мосту у збуреному русі.

Рішення усіченого диференціального рівняння (3.53) має вигляд (3.61). залежність для кутової швидкості переднього повороту мосту

$$\begin{aligned} \frac{d\Delta\alpha}{dt} = & -C_1 \left(\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2} \right) \exp \left[- \left(\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2} \right) t \right] + \\ & + C_2 \left(-\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2} \right) \exp \left[\left(-\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2} \right) t \right]. \end{aligned} \quad (3.89)$$

Граничні умови: при $t=0$ припускаємо, що $\Delta\alpha \cong 0$ та $\frac{d\Delta\alpha}{dt} = \omega_{зб}$. З урахуванням граничних умов визначимо

$$C_1 = -\frac{\omega_{зб}}{2\sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}}; \quad (3.90)$$

$$C_2 = \frac{\omega_{зб}}{2\sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}}. \quad (3.91)$$

Рівняння (3.61) та (3.89) з урахуванням виразів (3.90) та (3.91) приймуть вигляд

$$\Delta\alpha = \frac{\omega_{\text{зб}}}{2\sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}} \left\{ \exp\left[\left(-\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}\right)t\right] - \exp\left[\left(-\frac{a_1}{2} - \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}\right)t\right] \right\}, \quad (3.92)$$

$$\frac{d\Delta\alpha}{dt} = \frac{\omega_{\text{зб}}}{2\sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}} \left\{ \left(\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}\right) \exp\left[-\left(\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}\right)t\right] + \right. \\ \left. + \left(-\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}\right) \exp\left[\left(-\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}\right)t\right] \right\}. \quad (3.93)$$

Рівняння (3.92) та (3.93) перетворимо до вигляду

$$\frac{\Delta\alpha}{\omega_{\text{зб}}} = \frac{\exp\left[\left(-\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}\right)t\right] - \exp\left[\left(-\frac{a_1}{2} - \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}\right)t\right]}{2\sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}}, \quad (3.94)$$

$$\frac{d\Delta\alpha/dt}{\omega_{\text{зб}}} = \frac{\left(\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}\right) \exp\left[-\left(\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}\right)t\right] + \left(-\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}\right) \exp\left[\left(-\frac{a_1}{2} + \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}\right)t\right]}{2\sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}}. \quad (3.95)$$

Перспективне тракторне самохідне шасі має параметр a_1 , який у відповідності до маси та швидкості трактору змінюється в межах від 2,4 кг*м²/с до 35 кг*м²/с. На рис. 3.4 наведено графіки залежності від часу t відношень $\frac{\Delta\alpha}{\omega_{\text{зб}}}$ та $\frac{d\Delta\alpha/dt}{\omega_{\text{зб}}}$, побудованих при різних значеннях параметру a_1 . Для перспективного тракторного самохідно шасі СШ26 параметр a_2 становить 4,58*10⁻⁷Н.

Аналіз графіків, що наведено на рис. 3.4, показує що при низьких значеннях показника $a_1 = \frac{k_1}{y_{M_1}}$ збурений рух є тривалим. При збільшенні показника a_1 до величин 10-30 с, час збурення руху зменшується до 0,4с. З цього можна зробити висновок про те, що потрібно підвищити значення параметру a_1 за рахунок повздовжнього нахилу вертикального валу та зміщення у повздовжньому напрямку осі повороту моста.

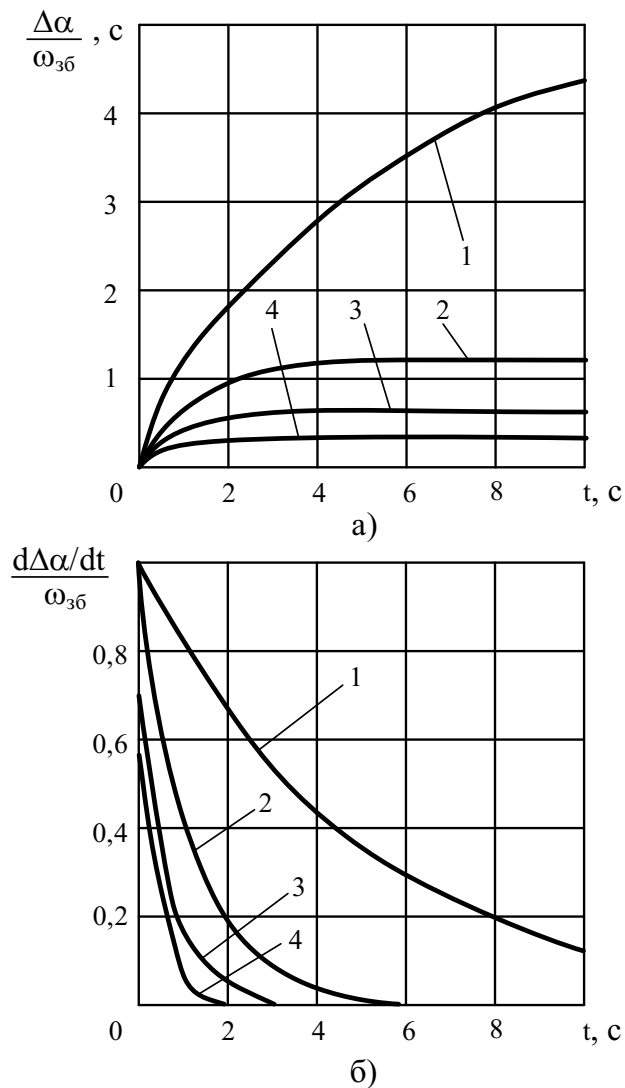


Рисунок 3.4 – Залежність $\frac{\Delta\alpha}{\omega_{36}}(t)$ (а) та $\frac{d\Delta\alpha}{dt}(t)$ (б) для тракторного самохідного шасі СШ26: 1 - $a_1 = 0,2 \text{ с}^{-1}$; 2 - $a_1 = 0,83 \text{ с}^{-1}$; 3 - $a_1 = 1,67 \text{ с}^{-1}$; 4 - $a_1 = 2,92 \text{ с}^{-1}$

3.7 Висновки за розділом 3

1. У випадку застосування переднього поворотного мосту завжди виникає стабілізуючий момент, що залежить від кута повороту переднього мосту, кутового прискорення машини у площині дороги, а також – квадрата лінійної швидкості та коефіцієнту опору руху направляючих коліс. Створення поздовжніх кута нахилу та лінійного зміщення вертикального валу приводу поворотного мосту створюють додаткові стабілізуючі моменти, що пропорційні кутовій швидкості повороту переднього мосту. Введене поняття узагальнюючого конструктивного параметру X стабілізації переднього поворотного мосту дозволяє в комплексі провести оцінювання впливу різних параметрів на величину сумарного стабілізуючого моменту.

Результати досліджень опубліковано в [3], [4], [9], [13].

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ У ПОВОРОТІ

4.1 Програма – методика дорожніх експериментальних досліджень

Програма експериментальних досліджень передбачала випробування серійного колісного самохідного шасі класичної компоновки Т-16МГ (рис. 4.1 а) та модернізованого самохідного шасі (рис. 4.1 б). Модернізація самохідного шасі виконана шляхом встановлення на нього поворотного переднього мосту, як це показано на рис. 4.1 б.

Метою експериментального дослідження було порівняння стабільності динамічних характеристик серійного та модернізованого самохідного шасі під час його руху на різних передачах у повороті.

Завдання експериментальних досліджень:

- визначення кутової швидкості та кутового прискорення серійного самохідного шасі під час його руху на різних передачах у повороті;
- визначення кутової швидкості та кутового прискорення модернізованого самохідного шасі під час його руху на різних передачах у повороті;
- порівняння динамічних характеристик серійного та модернізованого самохідного шасі під час руху на різних передачах у повороті;
- визначення мінімального радіусу повороту модернізованого самохідного шасі.

У процесі випробувань виконувалися заїзди досліджуваної машини на різних передачах під час яких здійснювався поворот фіксованого радіусу. Ділянка дороги – горизонтальна, без поздовжнього і поперечного ухилу з асфальтовим покриттям.

У процесі руху за допомогою мобільного реєстраційного вимірювального комплексу реєструвалися наступні параметри:

- прискорення по осі OX (для переведення в подовжні прискорення a_x);
 - прискорення по осі OY (для переведення у поперечні прискорення a_y).
- Також за допомогою рулетки вимірювався радіус повороту.



а



б

Рисунок 4.1 – Самохідне шасі Т-16МГ, на якому проводилися експериментальні дослідження: а – серійна машина; б – модернізована машина

4.2 Опис вимірювального комплексу

В Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті був розроблений мобільний реєстраційний-вимірювальний комплекс (рис. 4.2), що складається з двох датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT, а також ноутбука для зняття і архівації даних.

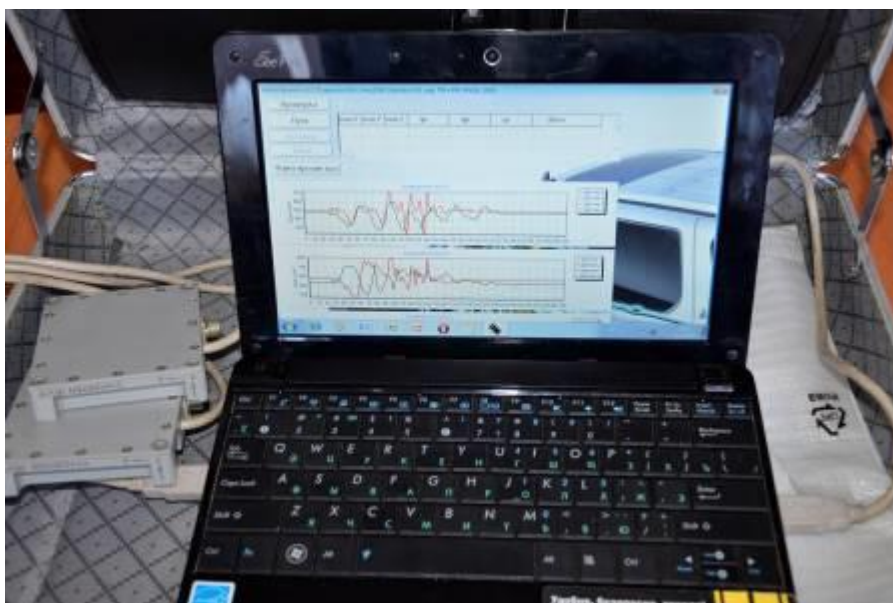


Рисунок 4.2 – Мобільний реєстраційний-вимірювальний комплекс, розроблений в ХНАДУ

Вимірювання здійснюються одночасно двома приєднаними акселерометрами в подовжній і поперечній площині. Інформація про параметри руху трактора в цих площинах виходить шляхом математичної обробки сигналів з акселерометрів. Інформація про швидкість руху трактора виходить шляхом математичної обробки без застосування інтегрування сигналів акселерометрів.

Якщо датчик прискорення розташований так, що його вісь чутливості перпендикулярна поверхні землі, вихідний сигнал відповідає прискоренню вільного падіння. При зміні кута нахилу, вихідний сигнал зменшується

пропорційно косинусу кута між віссю чутливості датчика і абсолютним вертикальним положенням.

Під час проведення експериментального дослідження також вимірювались допоміжні параметри, зокрема радіус повороту досліджуваної машини (рис. 4.3).



Рисунок 4.3 – Процес вимірювання радіусу повороту самохідного шасі під час проведення експериментальних досліджень

4.3 Схема вимірювання параметрів руху тракторного самохідного шасі під час проведення експериментальних досліджень

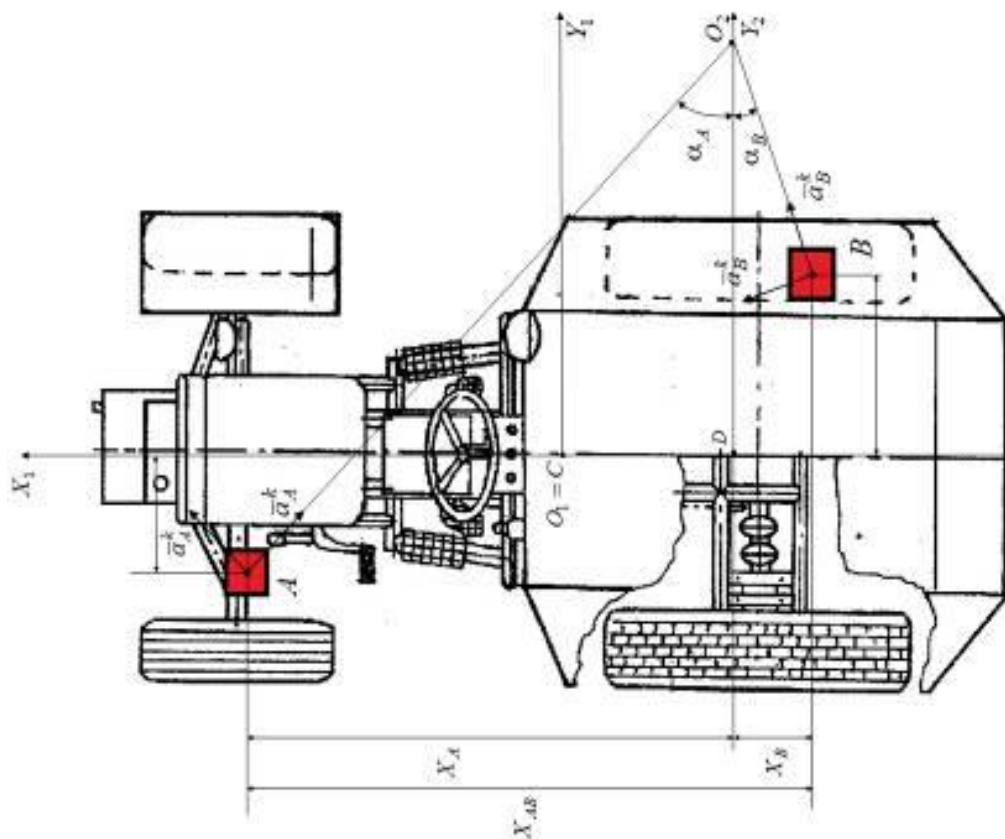
При експериментальній оцінці динамічних характеристик трактора в загальному випадку руху виникає проблема визначення контрольної точки, кінематичні параметри якої характеризуватимуть швидкість і прискорення (уповільнення) вказаної машини. Ці параметри необхідно визначати у напрямі подовжньої осі трактора. В роботі [69] визначено, що контрольною точкою повинен бути полюс повороту, який є центром пружності машини в площині, паралельній площині дороги. Полюс повороту лежить на подовжній осі трактора і серед всіх точок, що належать цій осі, має як найменші значення лінійної швидкості і прискорення (уповільнення). Оскільки координата полюсу повороту змінюється з часом, то для зменшення похибки визначення кінематичних параметрів, кутових прискорень і швидкості трактора запропоновано використовувати дві контрольні точки, в яких необхідно встановлювати два датчики прискорень [34].

На рис. 4.4 наведена схема лінійних прискорень трактора в загальному випадку руху в тяговому режимі. При жорстких в бічному напрямі колесах миттєвий центр повороту лежить на продовженні задньої осі трактора. При русі трактора з еластичними в бічному напрямі колесами, миттєвий центр повороту переміщається в точку O_2 (див. рис. 4.4), а полюс повороту – в точку D . Точка D є центром пружності трактора в площині, паралельній площині дороги. Її положення змінюється залежно від середнього кута $\bar{\alpha}$ повороту керованих коліс, кутів відведення δ_1 передньої і δ_2 задньої осей [34, 69].

Кутові прискорення та швидкість трактора в площині дороги, відповідно [34].

$$\varepsilon = \frac{Y_{AB}(a_{Ax1} - a_{Bx1}) + X_{AB}(a_{Ay1} - a_{By1})}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2}; \quad (4.1)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{Y_{AB}(a_{Ay1} - a_{By1}) - X_{AB}(a_{Ax1} - a_{Bx1})}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2}}. \quad (4.2)$$



$\overline{a}_A^k, \overline{a}_A^n, \overline{a}_B^k, \overline{a}_B^n$ – компоненти прискорень точок A і B (контрольних точок, в яких встановлені датчики прискорень);

X_A, X_B, Y_A, Y_B – координати точок установки датчиків;

a_A, a_B – кути установки датчиків прискорень до миттєвого центру повороту
м/с²

Рисунок 4.4 – Схема вимірювання лінійних прискорень трактора при встановленні двох акселерометрів

На жаль, конструкція трактора не завжди дозволяє установку датчиків в точки, координати яких одержані при розрахунках. В роботі [34] запропонована методика визначення кінематичних параметрів автомобілів при будь-якому варіанті установки датчиків.

Процес установки датчиків прискорень на серійне та модернізоване самохідне шасі показано на рис. 4.5.



а

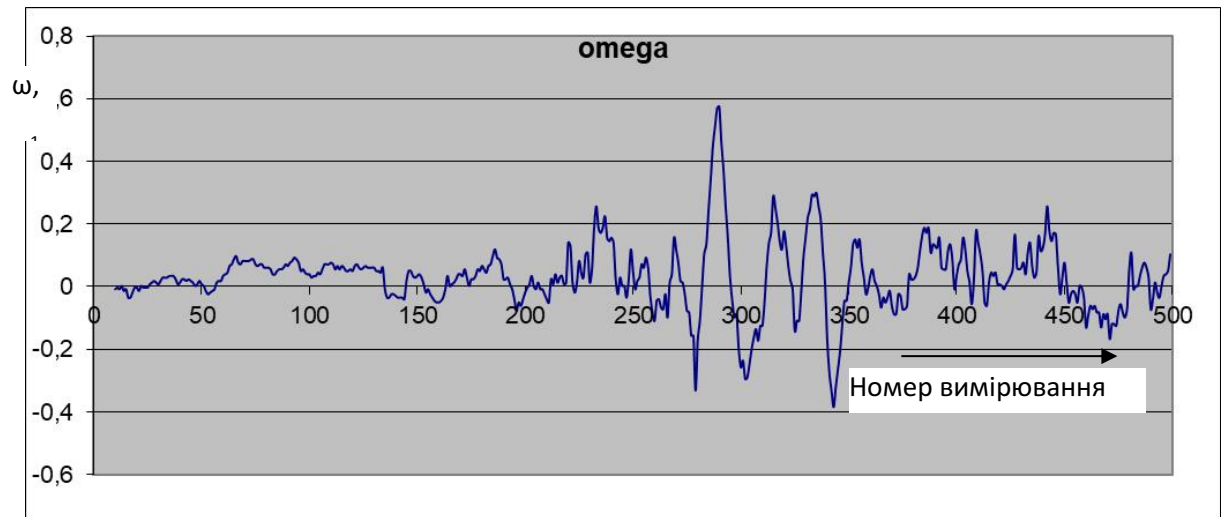


б

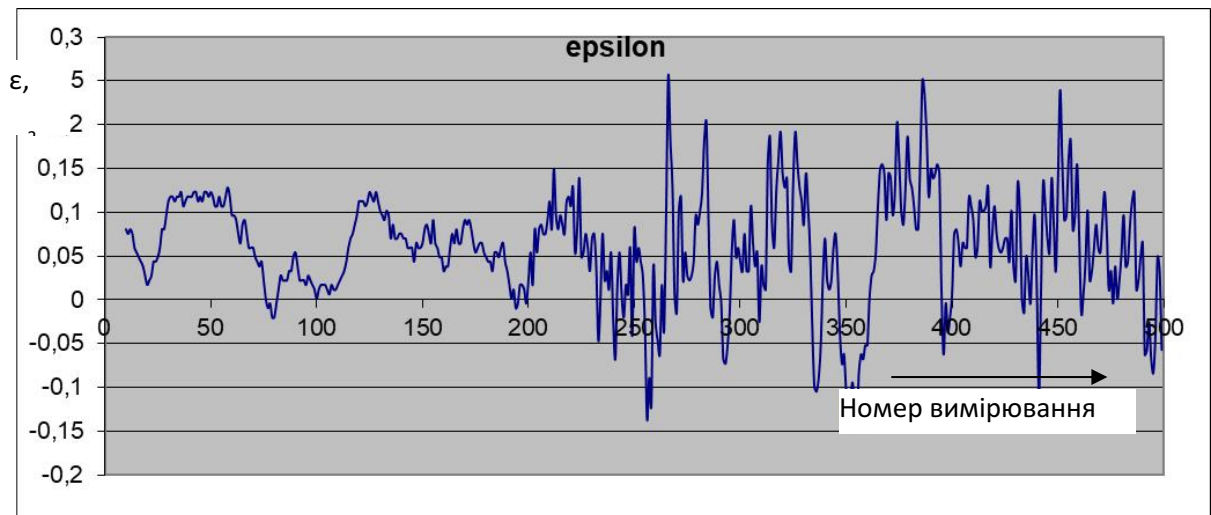
Рисунок 4.5 – Встановлення трьохкоординатних датчиків прискорення Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT на самохідне шасі Т-16МГ:
а – на серійній машині; б – на модернізованій машині

4.4 Результати експериментальних досліджень

Після проведення експерименту за допомогою мобільного реєстраційного-вимірювального комплексу були визначені значення поздовжніх і поперечних прискорень, що виникають під час руху трактора, та кутові прискорення і швидкості, фрагмент яких показано на рис. 4.6.



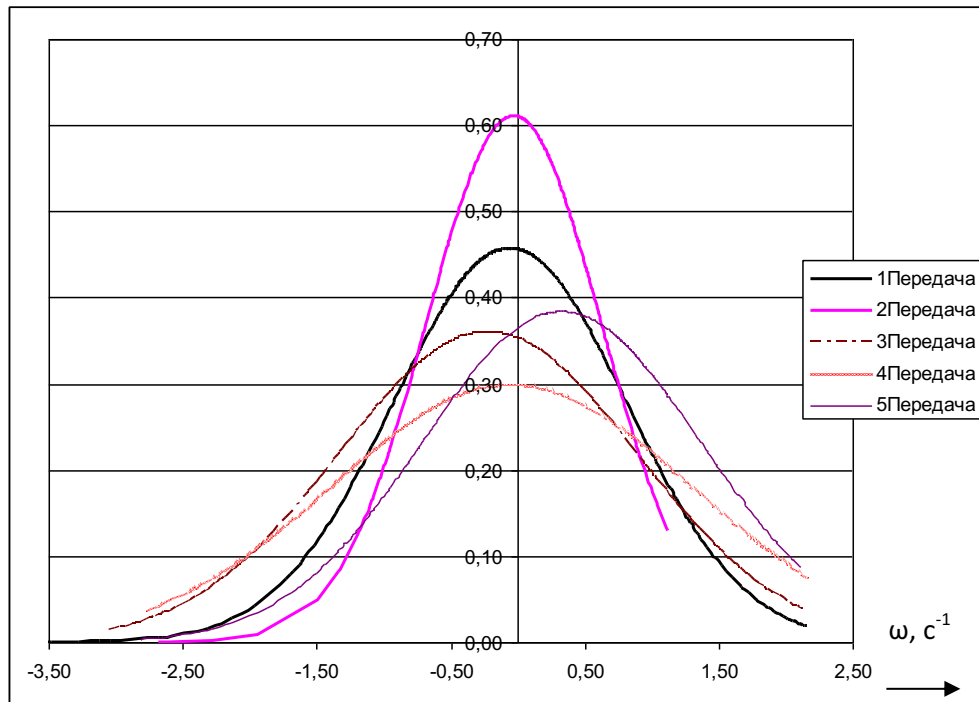
а



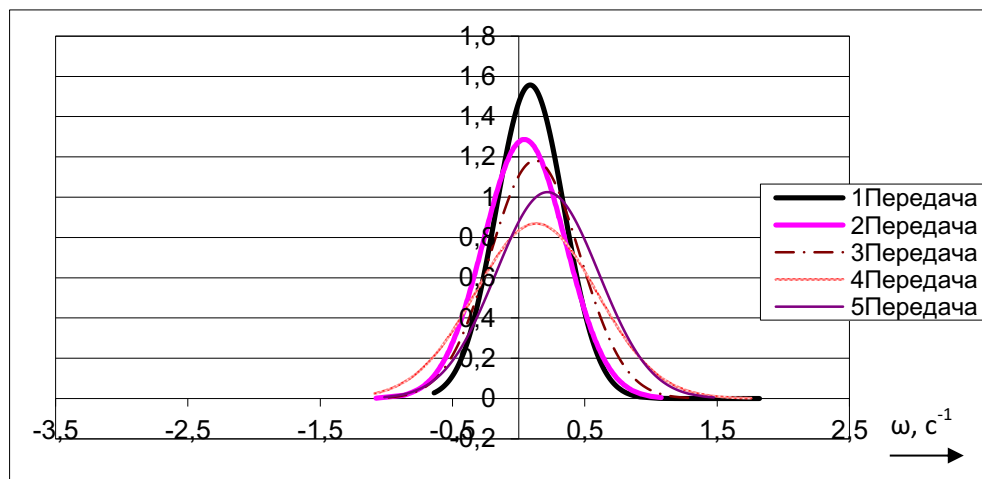
б

Рисунок 4.6 – Графіки зміни кутової швидкості (а) та кутового прискорення (б) під час руху самохідного шасі у повороті за результатами експериментального дослідження

За результатами проведеного експериментального дослідження серійного та модернізованого самохідного шасі побудовано графіки нормального розподілу кутових швидкостей (рис. 4.7) та кутових прискорень (рис. 4.8) під час руху на різних передачах у повороті.



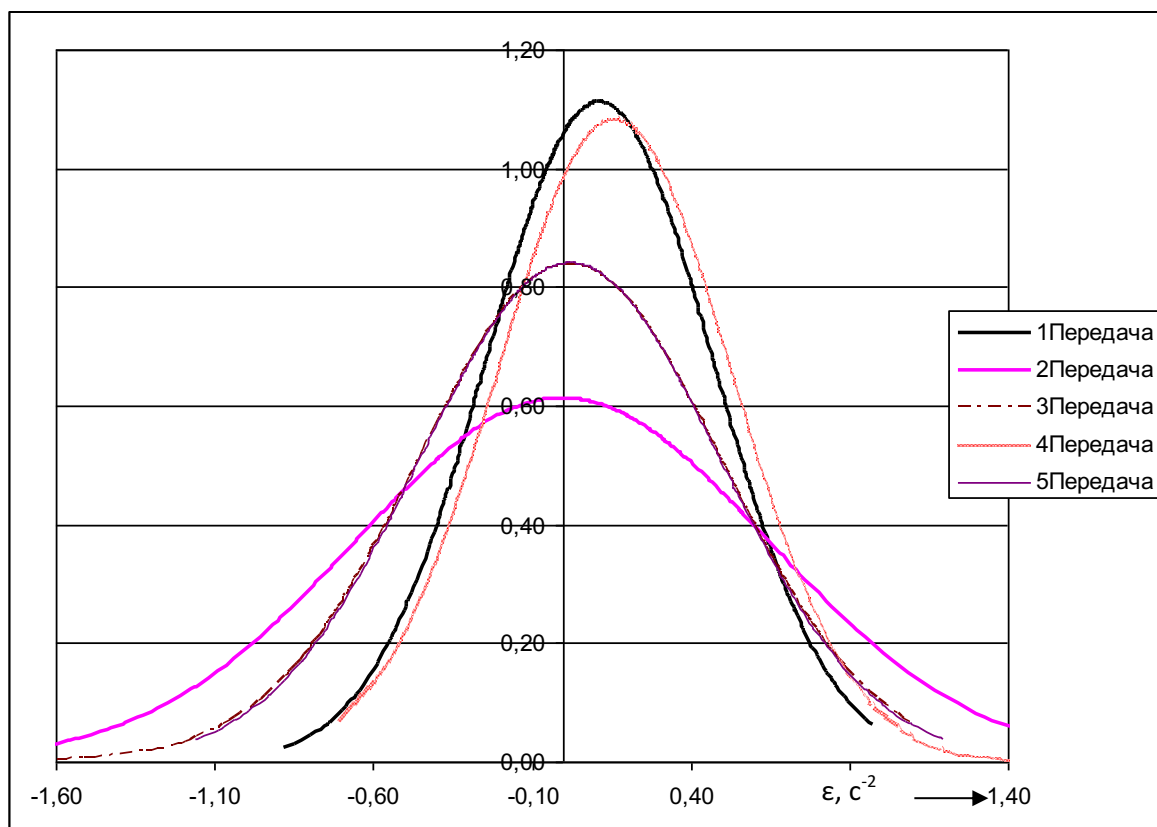
а



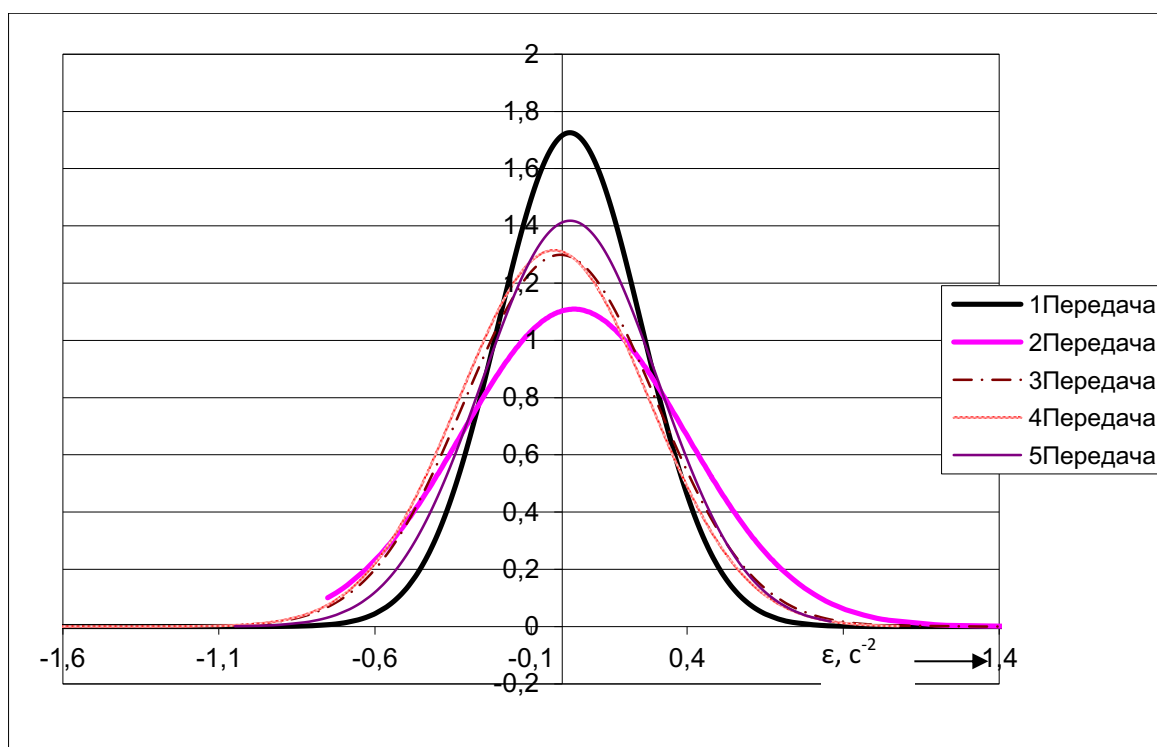
б

Рисунок 4.7 – Графіки розподілу кутових швидкостей під час руху на різних передачах у повороті за результатами експериментального дослідження:

а – серійної машини; б – модернізованої машини



а



б

Рисунок 4.8 – Графіки розподілу кутових прискорень під час руху на різних передачах у повороті за результатами експериментального дослідження:
а – серійної машини; б – модернізованої машини

Параметри, які характеризують отримані закони розподілу кутових швидкостей та прискорення серійного і модернізованого самохідного шасі під час руху у повороті було зведено у таблиці 4.1 та 4.2).

Таблиця 4.1 – Порівняння характеристик розподілів кутових швидкостей при русі у повороті

Характеристика розподілу	Передача									
	1		2		3		4		5	
	До*	Після	До	Після	До	Після	До	Після	До	Після
Середнє	0,06	0,09	0,03	0,04	0,23	0,12	0,05	0,13	0,32	0,22
Середньоквад- ратичне відхилення	0,87	0,26	0,65	0,31	1,11	0,34	1,33	0,46	1,04	0,39
Максимальне	2,16	1,82	1,12	1,08	2,12	1,33	2,17	1,76	2,11	1,48
Мінімальне	-3,89	-0,64	-2,68	-1,08	-3,05	-0,98	-2,77	-1,09	-2,82	-1,02

Примітка. * До – результати випробування серійної машини;

Після – результати випробування машини після модернізації.

Таблиця 4.2 – Порівняння характеристик розподілів кутових прискорень при русі у повороті

Характеристика розподілу	Передача									
	1		2		3		4		5	
	До*	Після	До	Після	До	Після	До	Після	До	Після
Середнє	0,11	0,02	-0,01	0,04	0,02	-0,01	0,16	-0,03	0,02	0,03
Середньоквад- ратичне відхилення	0,36	0,23	0,65	0,36	0,48	0,31	0,37	0,30	0,47	0,28
Максимальне	0,98	2,09	2,38	3,40	1,09	2,89	1,54	1,08	1,20	0,86
Мінімальне	-0,88	-1,96	-1,62	-0,75	-1,65	-1,61	-0,71	-2,65	-1,16	-1,05

Примітка. * До – результати випробування серійної машини;

Після – результати випробування машини після модернізації.

Проведено порівняння характеристик розподілу кутових швидкостей під час руху у повороті самохідного шасі до модернізації та після

модернізації шляхом встановлення переднього поворотного моста, результати якого наведено у таблиці 4.1. Було встановлено, що розкид у розподілі значень кутових швидкостей після модернізації суттєво менший, ніж у серійної моделі. Так, в залежності від передачі, середньоквадратичне відхилення величини кутової швидкості модернізованого самохідного шасі зменшується у 2,1 раз на другій передачі, у 3,3 раз на першій та третій передачах, та у 2,9 і 2,7 разів відповідно на четвертій та п'ятій передачах. На підставі цього можна зробити висновок про суттєве підвищення стабільності кутової швидкості руху у повороті самохідного шасі після модернізації шляхом встановлення переднього поворотного мосту. Цей висновок підтверджується і зменшенням розкиду значень кутового прискорення під час руху у повороті модернізованої машини на різних передачах (табл. 4.2). В залежності від передачі, середньоквадратичне відхилення величини кутового прискорення модернізованого самохідного шасі під час руху у повороті зменшується у 1,6; 1,8; 1,55; 1,2; 1,7 разів на 1 – 5-й передачах відповідно у порівнянні з серійною машиною.

В процесі проведення дорожніх експериментальних досліджень модернізованого самохідного шасі було визначено мінімальний радіус його повороту, як це показано на рис. 4.5. Визначено, що мінімальний радіус повороту модернізованого самохідного шасі з поворотним мостом склав 3,33 м. Згідно з паспортними даними серійного самохідного шасі мінімальний радіус повороту складає 3,5 м. Таким чином, встановлення переднього поворотного мосту дозволило зменшити мінімальний радіус повороту на 5%, що свідчить про покращення показників маневреності модернізованої машини.

4.5 Висновки розділом 4

1. Порівняльні експериментальні дослідження, що проведено на серійному Т-16МГ та модернізованому тракторному самохідному шасі підтвердили перспективність використання переднього поворотного мосту з точки зору підвищення маневреності і керованості. Статистична обробка результатів експериментальних досліджень виявила, що в залежності від передачі в трансмісії, середньоквадратичне відхилення від математичного очікування величини кутової швидкості модернізованого самохідного шасі зменшується:

- у 2,1 раз на другій передачі;
- у 3,3 раз на першій та третій передачах;
- у 2,9 і 2,7 разів відповідно на четвертій та п'ятій передачах.

Крім того, в залежності від передачі, середньоквадратичне відхилення величини кутового прискорення модернізованого самохідного шасі під час руху у повороті зменшується у 1,6; 1,8; 1,55; 1,2; 1,7 разів на 1 – 5-й передачах відповідно у порівнянні з серійною машиною.

Це свідчить про підвищення стабільності параметрів повороту і керованості тракторного самохідного шасі з переднім поворотним мостом.

Результати досліджень опубліковано в [7], [11], [14-20].

ВИСНОВКИ

Дисертаційне дослідження, що виконано, дозволило в комплексі вирішити дві важливі та пов'язані між собою проблеми: полегшення агрегування та підвищення маневреності тракторних самохідних шасі за рахунок використання переднього поворотного мосту і технологічної рами, що складається.

1. При проведенні теоретичного аналізу маневреності і керованості тракторного самохідного шасі розроблено метод, що дозволив визначити оптимальний кут початкової установки поворотного важеля кермового приводу, величина якого становить $\beta_0 = 30^\circ$ при позитивному напрямку за годинниковою стрілкою. При оптимальному встановленні поворотного важеля цикловий коефіцієнт витрат на тертя у кермовому приводі зменшується з 4,3 % до 2,2 % (при повороті вліво), та до 0,35 % (при повороті вправо). Застосування кермового приводу з двома силовими гідроциліндрами дозволяє вирівняти тиск робочої рідини при повороті вправо та вліво.

2. Отримані динамічна і математична моделі руху переднього поворотного мосту дозволило визначити моменти опору повороту машини. При передньому ведучому поворотному мосту можливо отримати $M_{оп} = 0$ при будь-якій швидкості трактора, однак при роботі на технологічних швидкостях ($V_{xl} = 3-15 \text{ км/год}$) необхідно збільшення тягової сили на задніх колесах. При передньому відомому поворотному мосту отримання $M_{оп} = 0$ можливо тільки при виході з повороту, в інших випадках (при вході до повороту та на етапі усталеного повороту) момент опору повороту виникає завжди.

3. Відомі наукові дослідження показали, що найбільш напружений режим впливу водія на рульове колесо можливо реалізувати при частоті 0,714 Гц, що визначається фізіологічними можливостями водія. Отримані результати дозволили визначити, що максимальний тиск робочої рідини буде

при найбільш напруженому режимі керування поворотом тракторного самохідного шасі.

4. У випадку застосування переднього поворотного мосту завжди виникає стабілізуючий момент, що залежить від кута повороту переднього мосту, кутового прискорення машини у площині дороги, а також – квадрата лінійної швидкості та коефіцієнту опору руху направляючих коліс. Створення поздовжніх кута нахилу та лінійного зміщення вертикального валу приводу поворотного мосту створюють додаткові стабілізуючі моменти, що пропорційні кутовій швидкості повороту переднього мосту. Введене поняття узагальнюючого конструктивного параметру X стабілізації переднього поворотного мосту дозволяє в комплексі провести оцінювання впливу різних параметрів на величину сумарного стабілізуючого моменту.

5. Порівняльні експериментальні дослідження, що проведено на серійному Т-16МГ та модернізованому тракторному самохідному шасі підтвердили перспективність використання переднього поворотного мосту з точки зору підвищення маневреності і керованості. Статистична обробка результатів експериментальних досліджень виявила, що в залежності від передачі в трансмісії, середньоквадратичне відхилення від математичного очікування величини кутової швидкості модернізованого самохідного шасі зменшується:

- у 2,1 раз на другій передачі;
- у 3,3 раз на першій та третій передачах;
- у 2,9 і 2,7 разів відповідно на четвертій та п'ятій передачах.

Крім того, в залежності від передачі, середньоквадратичне відхилення величини кутового прискорення модернізованого самохідного шасі під час руху у повороті зменшується у 1,6; 1,8; 1,55; 1,2; 1,7 разів на 1 – 5-й передачах відповідно у порівнянні з серійною машиною.

Це свідчить про підвищення стабільності параметрів повороту і керованості тракторного самохідного шасі з переднім поворотним мостом.

6. Результати дисертаційної роботи використовуються на Харківському тракторному заводі, в Інституті механіки та автоматика агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України, в Українському науково-дослідному інституті прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л. Погорілого при створенні нових та удосконаленні серійних зразків колісних тракторів і тракторних самохідних шасі. В Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті результати дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі при підготовці здобувачів першого, другого та третього рівнів вищої освіти.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Закапко О.Г., Подригало М.А., Яценко К.Г. Вибір раціональних параметрів кермового приводу перспективного тракторного самохідного шасі. *Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*. Харків, 2020. №2 (64). С. 128-133. DOI: [10.30748/zhups.2020.64.18](https://doi.org/10.30748/zhups.2020.64.18).
2. Закапко О.Г., Подригало М.А. Удосконалення методу оцінки стійкості двовісного автомобіля при заносі в процесі гальмування. *Актуальні питання забезпечення службово- бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів: збірник тез доповідей VIII Всеукраїнської науково- практичної конференції НАНГУ, м. Харків, 31 жовтня 2019 р.* Харків, 2019. С 143.
3. Закапко О.Г., Подригало М.А. Дослідження стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту тракторного самохідного шасі. *Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*, 2021. № 4 (70). С. 89-94. DOI: [10.30748/zhups.2021.70.13](https://doi.org/10.30748/zhups.2021.70.13).
4. Закапко О.Г. Оцінка стійкості двовісної колісної машини при заносі в процесі гальмування. *Вісник національного технічного університету «ХПІ». Серія «Автомобіле та тракторобудування»*, 2022. № 1. С. 20-25. DOI: [10.20998/2078-6840.2022.1.03](https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.1.03).
5. Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В. Оцінка граничного навантажувального режиму рульового керування тракторного самохідного шасі. *Механіка, машинознавство та електропостачання. Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*, 2022. № 1(71). С. 111-16. DOI: [10.30748/zhups.2022.71.13](https://doi.org/10.30748/zhups.2022.71.13) .
6. Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В. Оцінка стійкості переднього поворотного мосту при усталеному русі тракторного самохідного шасі. *Вісник національного технічного університету «ХПІ». Серія*

«Машинознавство та САПР», 2023. № 1. С. 76-81. DOI: [10.20998/2079-0775.2023.1.08](https://doi.org/10.20998/2079-0775.2023.1.08)

7. Podrigalo M., Krasnokutsky V., Selevich S., Zakapko O. Improvement of the aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames. *Engineering for Rural Development: 20th International Scientific Conference*, Jelgava, Latvia, 26-28 May 2021, Vol. 20. 2021. P. 457-463.

8. Закапко О.Г., Подригало М.А., Гармаш В.П., Манжура С.А. Поліпшення маневреності автомобіля застосуванням поворотних мостів. *Актуальні питання службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів: збірник тез доповідей IX Всеукраїнської науково-практичної конференції*, 29 жовтня 2020р., Харків: НАНГУ, 2020. С. 246.

9. Закапко О.Г., Подригало М.А., Бобошко О.А., Разарьонов Л.В. Оцінка можливості зниження витрат на управління переднім поворотним мостом перспективного тракторного самохідного шасі. *Комп'ютерні технології і мехатроніки: збірник наукових праць за матеріалами II Міжнародної науково-практичної конференції*, 28 травня 2020р., Харків: ХНАДУ, 2020. С. 301-306.

10. Закапко О.Г., Подригало М.А., Яценко К.М. Раціональне проектування рульового приводу перспективного тракторного самохідного шасі з поворотним направляючим мостом. *Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузі: матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції*, 26-27 червня 2020р., Луцьк: ЛНТУ, 2020. С. 117-121.

11. Закапко О.Г., Подригало М.А., Коробко А.І., Шеїн В.С., Потапов М.М., Молодан А.О. Експериментальні дослідження динаміки розгону трактора. *Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів: збірник тез доповідей науково-практичної конференції*, 28 жовтня 2022р., Харків: ХНАНТУ, 2022. С. 230-231.

12. Закапко О.Г., Подригало М.А., Краснокутський В.С., Пелепенко Є.С. Спосіб навішування знарядь на раму в міжосьову зону самохідного шасі. *Новітні технології – для захисту повітряного простору*: тези доповідей XVIII Міжнародної конференції ХНУПС ім. Івана Кожедуба, 27-28 липня 2022 р., Харків: ХНУПС, 2022. С. 376-377.

13. Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В. Метод стабілізації переднього поворотного мосту при усталеному русі самохідного шасі. *Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту в Україні*: тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції, 16-18 травня 2023р., Кам'янське: ДДТУ. 2023. С. 7-8.

14. Патент 153069 на корисну модель України МПК (2023.01) G01P3/00; G01P15/14 (2023.01); G01P15/18(2013.01); G01P3/50 (2006.01) Спосіб вимірювання параметрів руху автотранспортних засобів на повороті. Абрамов Д.В., Дубінін Є.О., Закапко О.Г., Клец Д.М., Подригало М.А., Полянський О.С., Шеїн В.С. – № 202203848; заявл. 17.10.2022, опубл. 17.05.2023, Бюл. № 20. 7 с.

15. Патент 146322 на корисну модель України МПК A01B 51/02 (2006.01). Самохідне шасі з навісною системою на передньому поворотному мосту. Аврунін Г.А., Байцур М.В., Біша В.М., Бобошко О.А., Васерніс А.І., Закапко О.Г., Подригало М.А. Третяк В.М., Холодов А.В. – № 420200606; заявл. 21.09.2020; опубл. 10.02.2021, Бюл. №6. 7с.

16. Патент 148809 на корисну модель України МПК A01B 51/02 (2006.01). Самохідне шасі з переднім поворотним мостом. Байцур М.В., Біша В.М., Бобошко О.А., Єгоров П.А., Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В., Рогозін І.В. – № 4202600426; заявл. 02.02.2021; опубл. 23.09.2021, Бюл. №38. 7с.

17. Патент 151497 на корисну модель України МПК A01B 51/02 (2006.01). Спосіб навішування знаряддя на раму в міжосьову зону самохідного шасі. Байцур М.В., Біша В.М., Кіріченко І.Г., Закапко О.Г., Краснокутський В.М., Лисенко А.М., Подригало М.А., Потапов М.М.,

Пелипенко Є.С. – № 4202107734; заявл. 28.12.2021; опубл. 04.08.2022, Бюл. № 31. 5 с.

18. Патент 151496 на корисну модель України МПК А01В 51/02 (2006.01). Спосіб навішування знаряддя в міжосьову зону самохідного шасі. Байцур М.В., Біша В.М., Кириченко І.Г., Закапко О.Г., Краснокутський В.М., Лисенко А.М., Подригало М.А., Потапов М.М., Пелипенко Є.С. – № 4202107733; заявл. 28.12.2021; опубл. 14.08.2022, Бюл. № 31. 5 с.

19. Патент 151791 на корисну модель України МПК А01В 51/02 (2006.01). Тракторне самохідне шасі. Байцур М.В., Біша В.М., Закапко О.Г., Краснокутський В.М., Подригало М.А., Подригало Н.М. – № 202107680; заявл. 28.12.2021; опубл. 15.09.2022, Бюл. № 37. 5 с.

20. Патент 151779 на корисну модель України МПК А01В 51/02 (2006.01). Самохідне шасі з переднім поворотним мостом. Байцур М.В., Кириченко І.Г., Бобошко О.А., Біша В.М., Єгоров П.А., Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В., Холодов М.П. – № 42021062; заявл. 08.11.2021; опубл. 15.09.2022, Бюл. № 37. 7 с.

21. Richard Y Dorling. Trinity Hall. Ynte – grated Control of Road Vehicle Dynamics. Addissrtation submit to the University of Cambridge for the Degree of Doctor of Philosophy Cambridge University Engineering Department, Aprill, 1996. 250 pp.

22. Лібцис С.Ю. Васерніс А.І. Агрегатування самохідних шасі. К.: Вид-во «Урожай», 1965. 146с.

23. Патент ФРГ № 1204444, клас 45а, 51/02.

24. Кириченко І.Г. Модульна концепція проектування технологічних машин для будівельного виробництва. – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2002. 119с.

25. Подригало М.А. Теоретичне обґрунтування і розробка гальмівного управління колісних тракторів та трансформуємих енерготехнологічних агрегатів: дис.....д-ра техн. наук: 05.05.03. Харків, 1994. 397с.

26. Подригало М.А. Клец Д.М. Маневреність і керованість колісних машин. *Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки*. Сімферополь, 2012. Вип. 35. С. 15-21.
27. Гацько В.І. Вплив експлуатаційних факторів на керованість вантажного автомобіля при сталому русі: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20 . Харків, 2015. 20 с.
28. Подригало М.А., Клец Д.М., Гацько В.І. Керованість колісних машин при усталеному русі. *Автомобільний транспорт. Збірник наукових праць*. Харків, 2011. Вип. 29. С. 117-121.
29. Бобошко О.А, Яценко К.Г. Аналіз властивостей маневреності засобів рухомості зенітних ракетних комплексів та вибір критеріїв їх оцінки. *Системи озброєння і військова техніка*. Харків. ХНУБС, 2013. №4(36). С. 40-43.
30. Mikhail Podrigalo, Anatoliy Turenko, Viktor Bogomolov, Dmytro Klets, Oleg Sergiyenko, Volodymyr Karpenko, Igor V. Gritsuk, Oleksandr Turenko, Andrii Korobko, Nickolay Bulgakov, Oleksandr Boboshko. Increase of Stability for Motor Cars in Service Braking. SAE Technical Paper 2018-01-1880, 2018, doi: 10.4271/2018-01-1880.
31. Подригало М.А. Шелудченко В.В. Нове в теорії експлуатації властивостей автомобілів і тракторів: навчальний посібник. Суми: Сумський національний аграрний університет, 2015. 213 с.
32. Бобошко О.А. Подригало М.А., Кайдалов Р.О. та ін. Застосування комбінованого способу керування для здійснення руху автомобіля «крабом». *Вісник ХНАДУ*. Харків, 2016. Вип. 75. С. 134-138.
33. Абрамов Д.В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів: автореф. дис. ...канд. техн. наук: 05.22.02. Харків, 2018. 40 с.
34. Артьомов М.П. Динамічна стабільність мобільних агрегатів: автореф. дис.д-ра техн. наук: 05.05.11. Харків, 2014. 40 с.

35. Venide Dynamics. Professor J.R. Ellis, M.Sc. (Eng), PhD, F.J. Mech, Advanced School of Automobile Engineering Grandfield. London Business Books Linutea, 1969.

36. Артьомов М.П. Підвищення стійкості руху орного агрегату при зміні технічних параметрів системи керування: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Харків, 2006. 20 с.

37. Доброгорський М.В. Забезпечення стійкості легкового автомобіля при граничних режимах руху: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02, Харків. 2006. 20 с.

38. Туренко О.І. Підвищення стійкості керованості і функціональної стабільності легкових автомобілів при службових гальмуваннях: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20, Харків. 2018. 20 с.

39. Крестьянполь О.А. Маневреність та стійкість руху автопоїзда із самовстановлювальною віссю напівпричепа: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20, Київ. 1999. 18 с.

40. Вакуліч А.В. Вибір та обґрунтування конструктивних параметрів керуючого колісного модуля дволанкового автопоїзда за критеріями стійкості руху: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02, Київ. 1997. 24 с.

41. Веремчук О.А. Покращення показників керованості та стійкості автобусів особливо великого класу : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02, Київ. 2009. 20 с.

42. Черненко С.М. Підвищення стійкості колісного керуючого модуля проти коливань, викликаних гідравлічним підсилювачем кермового керування автомобіля: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20, Київ. 2005. 19 с.

43. Бондаренко А.Є. Покращення керованості та стійкості руху приланкових причепних автопоїздів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20, Київ, 2010. 20 с.

44. Зав'ялова Л.І. Дослідження впливу кількості коліс на стійкість прямолінійного руху багатовісного автомобілю на деформованих

пневматиках: тези доповіді 47 наукової конференції Полтавського технічного університету. Полтава, 1995. С. 94.

45. Бобошко О.А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20: Харків, 2002. 19 с.

46. Загороднов М.І. Покращення показників маневреності і стійкості руху шарнірно зчленованих автобусів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Київ, 2005. 20 с.

47. Стельмашук В.В. Поліпшення показників керованості та стійкості три ланкових автопоїздів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Київ, 2005. 18 с.

48. Тімков О.М. Поліпшення показників маневреності і стійкості автопоїздів з наближеними осями причепа: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Київ, 2005. 20 с.

49. Kamm W. Kraftwagen and Strasse in ihrer Wechselwirkung (Motor Vehicle and Road in their Interaction); VDY-Verlag, Berlin, Motor Vehicle Conference, 1934.

50. Григорашенко О.В. Підвищення керованості та стійкості автомобілів категорії М1 : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Київ, 2009. 20 с.

51. Енглезі О.А. Вибір та обґрунтування системи управління причепними ланками три ланкового сидельно-причіпного автопоїзда: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Київ, 2010. 20 с.

52. Абдулгазіз А.У. Вплив нестабільних характеристик шини на нерівномірність їхнього навантаження і стійкість руху автомобілів : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Харків, 2011. 20 с.

53. Банніков В.О. Покращення показників маневреності та стійкості руху мікроавтомобіля: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Київ, 2011. 20 с.

54. Макаров В.А. Наукові основи поліпшення курсової стійкості руху легкового автомобіля : автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.22.20. Київ, 2011. 38 с.
55. Онищук В.П. Забезпечення стійкості автопоїзда для перевезення контейнерів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Львів, 2012. 20 с.
56. Ященко Д.М. Вибір та обґрунтуванням параметрів керуючого колісного модуля автомобілів категорії М1: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Київ, 2013. 20 с.
57. Назарько О.О. Удосконалення методів оцінки стійкості легкових автомобілів у тяговому режимі руху: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20, Харків. 2013. 20 с.
58. Бобошко О.А. Наукові основи підвищення показників маневреності автомобілів: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.22.20, Харків. 2019. 40 с.
59. Подригало М.А., Полянський О.С., Дубінін Е.О. Керованість та стійкість тракторів і тракторних поїздів. Харків: ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 2018. 279 с.
60. Kylong Uk Kim, Gerald E. Rehrugler. Review of Tractor Dynamics and Stability. *American Society of Agricultural Engineers*, 1987, Vol. 30(3). p. 615-622.
61. Legecuis T., Bourassa P.A., Laneville A. On the extension of the gratemuuer critical velocity for locked steering road vehicle to the case of piloted vehicles. *Vehicle system dynamics*, 1985. № 14. p. 23-27.
62. Legecuis T., Gosselin C., Bourassa P., Laneville A. Etude parametrique de la stabilite dynamique du systeme venicule / pilote. *Yndenieur automobile*, 1985. p. 78-83.
63. Liansio Xie and Paul W. Claar. Iowa State Unit Agricultural Enggng Dept. Simulation of Agricultural Tractor Traller System Stability. SAE Prepr. № 851530, 1985. 14 pp.

64. Pauly Axel Lenkmaschine zur Untersuchung der Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen "Aniomobiltechn Z", 1977. № 718. p. 307-310.
65. Поляков В.М., Сахно В.П. Триланкові автопоїзди. Маневреність: Монографія. Луганск: Вид-во «Ноухіднс», 2014. 206 с.
66. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. Маневреність. Керованість. Стійкість: навчальний посібник / В.П. Сахно та ін. Донецьк: ЛАНДОН-XXI, 2015. 400 с.
67. Трояновська У.П., Пожидаєв С.П. Моделювання криволінійного руху колісних і гусеничних тракторних агрегатів: монографія. Київ: АграрМедіаГруп, 2013. 303 с.
68. Gukhman A.A. Yntraduction to the Theory of similarity. London: Academic Press, 1965. 256p.
69. Подригало М.А., Коробко А.І., Клец Д.М., Гацько В.І. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин. *Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Тракторна енергетика в рослинництві*. Вип.89, 2009. с. 87-99.
70. Коробко А.І. Удосконалення методів та метрологічного забезпечення проведення динамічних випробувань автомобілів: автореф. дис. ... ступеня канд. техн. наук: 05.01.02. Харків, 2013. 20 с.
71. Холодов М.П. Удосконалення методів розрахунку динаміки гальмування колісних тракторів та тракторних поїздів автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. Харків, 2015. 20 с.
72. A.I. Routh. A treatise on the stability of given state of motion. London: Macnillan & Co, 1977.
73. A. Hurwitz. Mathematische Annalen, 1895. B.46. 273 s.
74. Forkenbrock G., Devin E. An Assessment of Human Driver Steering Capability. *NHTSA Technical Report, DOT HS 809875-2005*. Режим доступу : http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/vrtc/ca/capubs/HTSA_forkenbrog_driversteeringcapabilityrpt.pdf.

75. Електронні системи контролю стійкості: ECE/TRANS/180/Add.8-[Введено до Глобального реєстр.2008-06-26]- Женева: Глобальний реєстр. Організація об'єднаних націй, 2008. 116 с.

76. Закапко О.Г., Подригало М.А., Доброгорський М.В. Вдосконалення методу оцінки стійкості двовісного автомобіля при заносі в процесі гальмування. *«Новітні технології для захисту повітряного простору»*: тези доповіді XVI Міжнародної наукової конференції Харківського національного університету Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба, місто Харків, 15-16 квітня 2020р. Харків, 2020. С. 489.

ДОДАТОК А
АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ



Харківський
тракторний
завод

ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
«ХАРКІВСЬКИЙ ТРАКТОРНИЙ ЗАВОД»
61007, Україна, м. Харків, пр. Московський, 275
тел.: +38 057 758 09 14, факс: +38 057 758 09 70
e-mail: info@xtz.com.ua



www.xtz.ua

Висновок АТ «Харківський тракторний завод» за результатами дисертаційної роботи

Закапко Олександра Григоровича

Акціонерним товариством «Харківський тракторний завод» прийнято до використання при проведенні дослідно – конструкторських і науково-дослідних робіт наступні результати дисертаційної роботи Закапко Олександра Григоровича, яку буде представлено на здобуття наукового ступеня доктора філософії:

- результати теоретичного дослідження динаміки повороту і робочих процесів при повороті тракторного самохідного шасі класу 6 кН з переднім поворотним мостом;
- варіанти конструкції передньої поворотної рами та механізму повороту переднього мосту.

Директор технічний АТ «ХТЗ»

В.С. Пивовар



19.01.2022 р.

Міністерство аграрної політики та продовольства України

**ХАРКІВСЬКА ФІЛІЯ
ДЕРЖАВНОЇ НАУКОВОЇ УСТАНОВИ
«УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ
ПРОГНОЗУВАННЯ ТА ВИПРОБУВАННЯ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ
ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА
ІМЕНІ ЛЕОНІДА ПОГОРІЛОГО»**

/Харківська філія УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого/
Поштова адреса: 61040, м. Харків, вул. Велика Панасівська, 236
Телефон: (057) 712-90-72 E-mail: hfukrndipvt@gmail.com



АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи

Ми, що нижче підписалися, завідувач лабораторії наукових досліджень та випробувань Тетівник Г. О., провідний науковий співробітник, д-р техн. наук, проф. Лебедєв А. Т., провідний науковий співробітник, канд техн. наук, доц. Коробко А. І. склали цей акт про те, що наступні результати дисертаційної роботи Закапко Олександра Григоровича прийняті до використання у випробувальній та науковій діяльності Харківської філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого:

- нові способи агрегування у міжосьовій зоні модернізованого тракторного самохідного шасі;
- методика розрахунку рульового приводу переднього поворотного мосту.

Завідувач лабораторії
п.н.с., д-р техн. наук, проф.
п.н.с., канд техн. наук, доц.

Генадій ТЕТІВНИК
Анатолій ЛЕБЕДЄВ
Андрій КОРОБКО

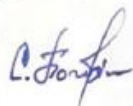
ЗАТВЕРДЖУЮ:
 Заступник директора з наукової
 роботи ІМА АПВ НААН
 Андрій БОРИС
 « » 2023 р.

Акт

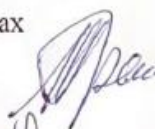
впровадження результатів дисертаційної роботи

Ми, що нижче підписалися, завідувач відділу механіко-енергетичних проблем машинно-тракторних агрегатів – Погорілий С.П. та завідувач лабораторії проблем передачі енергії в машинно-тракторних агрегатах – Третяк В.М. Інституту механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України, склали цей акт про те, що результати дисертаційної роботи Закапко Олександра Григоровича на тему «Поліпшення агрегування і маневреності тракторних самохідних шасі використанням переднього поворотного мосту» були розглянуті на засіданні відділу механіко-енергетичних проблем машинно-тракторних агрегатів ІМА АПВ і прийняті до використання. Зокрема, способи агрегування у міжосевій зоні тракторного самохідного шасі та схеми рами, що складаються, і схеми систем керування переднім поворотним мостом; методи визначення стабілізованих моментів на передньому поворотному мосту.

Завідувач відділу механіко-енергетичних
 проблем машинно-тракторних агрегатів
 докт. техн. наук, ст. наук. співроб.

 Сергій ПОГОРІЛИЙ

Завідувач лабораторії проблем передачі
 енергії в машинно-тракторних агрегатах
 канд. техн. наук, доц.

 Віктор ТРЕТЯК

Здобувач наукового ступеню
 доктора філософії

 Олександр ЗАКАПКО



АКТ
впровадження результатів дисертаційної роботи
«Поліпшення агрегативання і маневреності тракторних самохідних шасі
використанням переднього поворотного мосту»
здобувача Олександра ЗАКАПКО

Ми, що нижче підписалися, завідувач кафедри будівельних і дорожніх машин, професор Наталя ФІДРОВСЬКА та замісник завідувача кафедри з наукової роботи доцент Олег ЩЕРБАК, склали цей акт про те, що результати дисертаційної роботи «Поліпшення агрегативання і маневреності тракторних самохідних шасі використанням переднього поворотного мосту» здобувача Олександра ЗАКАПКО, можуть бути використані у учбовому процесі при підготовці: бакалаврів курсу Машини для земляних робіт, Проектування трансмісій БДМ; магістрів курсу Динаміка БДМ; докторів філософії курсу Модульне проектування. Експериментальне дослідження здобувач проводив на полігоні нашої кафедри, методика проведення експериментальних досліджень та обладнання можуть бути використані здобувачами нашої кафедри рівня магістр та доктор філософії.

Завідувач кафедри будівельних і дорожніх машин,

професор

Наталя ФІДРОВСЬКА

Замісник завідувача кафедри з наукової роботи

доцент

Олег ЩЕРБАК

Здобувач наукового ступеня

Доктора філософії

Олександр ЗАКАПКО

ДОДАТОК В
ПАТЕНТИ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ











УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 146322

САМОХІДНЕ ШАСІ З НАВІСНОЮ СИСТЕМОЮ НА
ПЕРЕДНЬОМУ ПОВОРОТНОМУ МОСТУ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи
і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі України корисних моделей
10.02.2021.

Генеральний директор
Державного підприємства
«Український інститут
інтелектуальної власності»

 А.В. Кудін

УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 148809

САМОХІДНЕ ШАСІ З ПЕРЕДНІМ ПОВОРОТНИМ МОСТОМ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі України корисних моделей
22.09.2021.

Т.в.о. Генерального директора
Державного підприємства
«Український інститут
інтелектуальної власності»

В.П. Фещенко



ДОДАТОК С
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ
ТА ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Статті у виданнях іноземних держав або у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз: Podrigalo M., Krasnokutsky V., Selevich S., Zakapko O. Improvement of the aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames. *Engineering for Rural Development: 20th International Scientific Conference, Jelgava, Latvia, 26-28 May 2021*, Vol. 20, 2021. P. 457-463. URI: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/58950>.

Статті у наукових фахових виданнях України:

2. Закапко О.Г., Подригало М.А., Яценко К.Г. Вибір раціональних параметрів кермового приводу перспективного тракторного самохідного шасі. *Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*. Харків, 2020. №2 (64). С. 128-133. DOI: [10.30748/zhups.2020.64.18](https://doi.org/10.30748/zhups.2020.64.18).

3. Закапко О.Г., Подригало М.А. Дослідження стабілізуючих моментів на передньому поворотному мосту тракторного самохідного шасі. *Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*, 2021. № 4 (70). С. 89-94. DOI: [10.30748/zhups.2021.70.13](https://doi.org/10.30748/zhups.2021.70.13).

4. Закапко О.Г. Оцінка стійкості двовісної колісної машини при заносі в процесі гальмування. *Вісник національного технічного університету «ХПІ». Серія «Автомобіле та тракторобудування»*, 2022. № 1. С. 20-25. DOI: [10.20998/2078-6840.2022.1.03](https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.1.03)

5. Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В. Оцінка граничного навантажувального режиму рульового керування тракторного самохідного шасі. *Механіка, машинознавство та електропостачання. Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*, 2022. № 1(71). С. 111-16. DOI: [10.30748/zhups.2022.71.13](https://doi.org/10.30748/zhups.2022.71.13).

6. Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В. Оцінка стійкості переднього поворотного мосту при усталеному русі тракторного самохідного шасі. *Вісник національного технічного університету «ХПІ». Серія «Машинознавство та САПР»*, 2023. № 1. С. 76-81. DOI: [10.20998/2079-0775.2023.1.08](https://doi.org/10.20998/2079-0775.2023.1.08)

Опубліковані праці апробаційного характеру:

7. Закапко О.Г., Подригало М.А., Гармаш В.П., Манжура С.А. Поліпшення маневреності автомобіля застосуванням поворотних мостів. *Актуальні питання службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів: збірник тез доповідей IX Всеукраїнської науково-практичної конференції*, 29 жовтня 2020р., Харків: НАНГУ, 2020. С. 246.

8. Закапко О.Г., Подригало М.А., Бобошко О.А., Разарьонов Л.В. Оцінка можливості зниження витрат на управління переднім поворотним мостом перспективного тракторного самохідного шасі. *Комп'ютерні технології і мехатроніки: збірник наукових праць за матеріалами II Міжнародної науково-практичної конференції*, 28 травня 2020р., Харків: ХНАДУ, 2020. С. 301-306.

9. Закапко О.Г., Подригало М.А., Яценко К.М. Раціональне проектування рульового приводу перспективного тракторного самохідного шасі з поворотним направляючим мостом. *Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузі: матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції*, 26-27 червня 2020р., Луцьк: ЛНТУ, 2020. С. 117-121.

10. Закапко О.Г., Подригало М.А., Доброгорський М.В. Вдосконалення методу оцінки стійкості двовісного автомобіля при заносі в процесі гальмування. *Новітні технології для захисту повітряного простору»: тези доповіді XVI Міжнародної наукової конференції Харківського національного університету Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба*, 15-16 квітня 2020р., Харків: ХНУПС, 2020. С. 489.

11. Закапко О.Г., Подригало М.А., Коробко А.І., Шеїн В.С., Потапов М.М., Молодан А.О. Експериментальні дослідження динаміки розгону трактора. *Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів: збірник тез доповідей науково-практичної конференції, 28 жовтня 2022р., Харків: ХНАНТУ, 2022. С. 230-231.*

12. Закапко О.Г., Подригало М.А., Краснокутський В.С., Пелепенко Є.С. Спосіб навішування знарядь на раму в міжосьову зону самохідного шасі. *Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доповідей XVIII Міжнародної конференції ХНУПС ім. Івана Кожедуба, 27-28 липня 2022 р., Харків: ХНУПС, 2022. С. 376-377.*

13. Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В. Метод стабілізації переднього поворотного мосту при усталеному русі самохідного шасі. *Інноваційні аспекти розвитку автомобільного транспорту в Україні: тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції, 16-18 травня 2023р., Кам'янське: ДДТУ. 2023. С. 7-8.*

Опубліковані праці, що додатково відображають наукові результати дисертації:

Патенти:

14. Абрамов Д.В., Дубінін Є.О., Закапко О.Г., Клец Д.М., Подригало М.А., Полянський О.С., Шеїн В.С. Спосіб вимірювання параметрів руху автотранспортних засобів на повороті: пат. 153069 України: МПК (2023.01) G01P3/00; G01P15/14 (2023.01); G01P15/18(2013.01); G01P3/50 (2006.01). № 202203848; заявл. 17.10.2022, опубл. 17.05.2023, Бюл. № 20. 7 с.

15. Аврунін Г.А., Байцур М.В., Біша В.М., Бобошко О.А., Васерніс А.І., Закапко О.Г., Подригало М.А., Трентяк В.М., Холодов А.П. Самохідне шасі з навісною системою на передньому поворотному мосту: пат. 146322 України: МПК A01B 51/02 (2006.01). № 420200606; заявл. 21.09.2020; опубл. 10.02.2021, Бюл. № 6. 7с.

16. Байцур М.В., Біша В.М., Бобошко О.А., Єгоров П.А., Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В., Рогозін І.В. Самохідне шасі з переднім поворотнім мостом: пат. 148809 України: МПК А01В 51/02 (2006.01). № 4202600426; заявл. 02.02.2021; опубл. 23.09.2021, Бюл. №38. 7с.

17. Байцур М.В., Кириченко І.Г., Бобошко О.А., Єгоров П.А., Закапко О.Г., Подригало М.А., Разарьонов Л.В., Холодов М.П., Біша В.М. Самохідне шасі з переднім поворотним мостом: пат. 151779 України: МПК А01В 51/02 (2006.01). № 42021062; заявл. 08.11.2021; опубл. 15.09.2022, Бюл. № 37. 7 с.

18. Байцур М.В., Біша В.М., Закапко О.Г., Краснокутський В.М., Подригало М.А., Подригало Н.М. Тракторне самохідне шасі: пат. 151791 України: МПК А01В 51/02 (2006.01). № 202107680; заявл. 28.12.2021; опубл. 15.09.2022, Бюл. №37. 5 с.

19. Байцур М.В., Біша В.М., Кириченко І.Г., Закапко О.Г., Краснокутський В.М., Лисенко А.М., Подригало М.А., Потапов М.М., Пелипенко Є.С. Спосіб навішування знаряддя в міжосьову зону самохідного шасі: пат. 151496 України: МПК А01В 51/02 (2006.01). № 4202107733; заявл. 28.12.2021; опубл. 14.08.2022, Бюл. № 31. 5с.

20. Байцур М.В., Біша В.М., Кириченко І.Г., Закапко О.Г., Краснокутський В.М., Лисенко А.М., Подригало М.А., Потапов М.М., Пелипенко Є.С. Спосіб навішування знаряддя на раму в міжосьову зону самохідного шасі: пат. 151497 України: МПК А01В 51/02 (2006.01). № 4202107734; заявл. 28.12.2021; опубл. 04.08.2022, Бюл. № 31. 5 с.